

# **Ganzheitliche Betrachtung zur Auswahl der Starteinrichtung des Verbrennungsmotors eines Parallel-Hybrids mit Trennkupplung**

Vom Fachbereich Maschinenbau an der Technischen Universität Darmstadt  
zur Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte

**Dissertation**

vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Thomas Frank Fesefeldt**

aus Wedel

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. G. Hohenberg
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. S. Rinderknecht
Tag der Einreichung:	24. November 2009
Tag der mündlichen Prüfung:	27. Januar 2010

Darmstadt 2010

D17



# Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand im Rahmen des Doktorandenprogramms der Daimler AG, Sindelfingen, in enger Zusammenarbeit mit dem Institut Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität Darmstadt.

In dem Bestreben die Hochschulforschung mit der Industrieentwicklung bestmöglich zu verbinden, kann diese Kooperation als Modellbeispiel gelten. In gemeinsamer Arbeit, aber mit klarer Aufgabentrennung, wurden von Herrn Dipl.-Ing. Sören Müller die Themen Prüfstands Aufbau und Hybrid Start betreut und von mir sind die Motorstart-Simulation und der Quick Start sowie der Startartenvergleich bearbeitet worden.

Die Konstellation aus Prüfstand und wissenschaftlichem Mitarbeiter an der Universität auf der einen und Doktorand beim Auftraggeber auf der anderen Seite erlaubt eine unkomplizierte und direkte Kommunikation zwischen den Projektpartnern. Auf diese Weise wird sowohl der wissenschaftliche Austausch als auch der pragmatische Informationsfluss ermöglicht und gefördert. Beides ist notwendig um die Arbeit am Prüfstand effektiv und erfolgreich voranzubringen.

Für diesen Weitblick und die wissenschaftliche Betreuung gilt mein besonderer Dank meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Günter Hohenberg. Des Weiteren danke ich meinen wechselnden Vorgesetzten bei der Daimler AG, die dieses Projekt beauftragt und mich in meiner Arbeit stark unterstützt haben: Herr Otmar Bitsche, Herr Konstantin Neiß, Herr Ralf Körber, Herr Gunnar Urbschat und Herr Dr. Harald Braun. Nicht fehlen darf in dieser Auflistung Herr Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht vom Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau, ebenfalls TU Darmstadt, der dankenswerterweise das Koreferat für diese Arbeit übernommen hat.

Meinem „Doktorbruder“ Sören kann ich gar nicht genug danken. In unzähligen Telefonaten und Besuchen hat sich eine enge über die wissenschaftliche Zusammenarbeit hinausreichende Freundschaft entwickelt, die von großem Arbeitseinsatz und Vertrauen geprägt war.

Mein Dank gilt auch den Herren Teamleitern Dr. Klaus Bruchner und Dr. Peter Lautenschütz (beide Daimler AG), die mir im besonderen Maße bei der Beschaffung, Implementierung und Applikation des Prüfstandsmotors geholfen haben. Ein spezieller Dank gilt meinen drei Diplomanden Jan Roukens, Rasmus Fredlund und Jörg Herrmann, welche diese Arbeit im Bereich der Simulation unterstützt haben.

Auf persönlicher Seite kann ich meiner Frau Jennifer nicht genug danken, dass sie mich immer ermutigt und mir den notwendigen Freiraum gegeben hat. Meine Eltern, Klaus und Renate, und meine Verwandten Elke und Hans Molzahn sind mir ein großer Segen gewesen, weil sie mir mit großer Zustimmung und im Gebet immer zur Seite standen.

Widmen aber möchte ich diese Arbeit Baby Fes, unserem Nachwuchs, der sich während des Zusammenschreibens dieser Dissertation angemeldet und pränatal im Bauch meiner Frau entwickelt hat.

Sindelfingen im Herbst 2009

# Kurzfassung

Diese Arbeit untersucht, mit welcher Starteinrichtung der Verbrennungsmotor in den verschiedenen Fahrzuständen eines Parallel-Hybrids mit Trennkupplung zwischen Motor und E-Maschine bestmöglich hinzugeschaltet werden kann.

Zunächst werden die möglichen Starteinrichtungen vorgestellt und diskutiert. Zwei wesentliche Startarten werden dabei eingeführt, die den Kern der Dissertation von Dipl.-Ing. Sören Müller und der vorliegenden Arbeit bilden:

- Der **Quick Start** (QS) mittels starterunterstützten Direktstarts
- Der **Hybrid Start** (HS) mittels kurbelwellenintegrierten E-Motors

Diese Arbeit behandelt die durchgeführten Untersuchungen zum Quick Start. Begleitet werden die Startversuche am Motorenprüfstand durch ein volldynamisches, semi-empirisches, physikalisch basiertes Simulationsmodell, das speziell für den Startvorgang des untersuchten Motors entwickelt wurde.

Es wird gezeigt, dass sich Vorteile bezüglich der Startdauer und des Energiebedarfs ergeben, wenn bereits in den ersten Kompressionstakt nach dem Losbrechen des Motors eingespritzt und gezündet wird und der Anlasser den Motorhochlauf nur bis zur ersten Zündung unterstützt. Die Voraussetzungen einen solchen QS reproduzierbar und robust durchführen zu können, werden von einer Motorauslaufstrategie mit Hilfe der Drosselklappe geschaffen.

Die Ergebnisse der Analysen zum QS und HS werden in einem Vergleich der Startarten zusammengefasst, der auch eine umfassende Startenergiebetrachtung enthält. Die Bewertungskriterien, die für die Auswahl der Starteinrichtung aufgestellt worden sind, gliedern sich in die Kategorien Fahrwunschenerfüllung, Komfort, Robustheit, Aufwand und Emissionen.

Daraus wird als Ergebnis formuliert, dass insbesondere die Startdauer und der Startkomfort für den HS sprechen. Ob diese Vorteile aber den deutlich höheren Aufwand bzgl. Entwicklung, Kosten und Bauraum aufwiegen, kann nicht pauschal beantwortet werden. In allen Kategorien ist der QS zumindest konkurrenzfähig, wobei die Lebensdauer des Starters für den Betrieb in einem Parallel-Hybrid abgesichert werden muss.



# Abstract

This work analyzes which starting device the combustion engine is best re-started with in any of the possible drive states of a hybrid powertrain layout with a disconnecting clutch between the engine and the electric motor.

At first, all technically feasible starting devices are presented and discussed. Two starting procedures are therewith introduced that form the core of the accompanying dissertation of Dipl.-Ing. Sören Müller and this thesis:

- The **Quick Start** (QS) which is a form of a starter initiated direct start
- The **Hybrid Start** (HS) with a crankshaft integrated electric motor

This paper covers the research carried out on the Quick Start. The start experiments performed at the test bed have been backed up by the development of a fully dynamic, semi-empiric, physically based simulation model that has been especially designed for the re-start.

It is shown that start duration and energy consumption benefit from injecting fuel in the first compression stroke after break-away and disabling the starter right after the first ignition. The conditions to perform such a Quick Start reproducible and robust are provided by a special engine coast down strategy using the throttle valve.

The results of the analysis on QS and HS are summarized in a comparison of the start procedures which also includes a thorough investigation of the different energy demands. The evaluation criterions for the selection of the starting device are classified into the following categories: Drive-away performance, comfort, robustness, costs, and emissions.

The conclusion states that the start duration and the re-start comfort are particularly better with the HS. A blanket answer cannot be given, if those advantages over the QS counterweigh the considerably higher costs regarding development, expenses, and installation space. In each category the QS is at least competitive, whereas the durability of the starter motor in a hybrid powertrain has to be ensured for lifetime.





# Inhaltsverzeichnis

<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>XI</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>XV</b>
<b>Abkürzungen und Formelzeichen</b>	<b>XVII</b>
<b>Kapitel 1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>Kapitel 2 Grundlagen und Stand der Technik</b>	<b>3</b>
2.1 Technische Grundlagen P2-Konzept .....	5
2.1.1 Motorstopp und Wiederstart.....	6
2.1.2 Change-of-Mind.....	8
2.1.3 Stopp- bzw. Startposition.....	8
2.1.4 Durchlaufen der Eigenfrequenz.....	9
2.2 Starteinrichtungen .....	10
2.2.1 Anfahrkupplung (AK) .....	10
2.2.2 Starter-Motor (SM).....	12
2.2.3 Riemen-Starter-Generator (RSG).....	14
2.2.4 Integrierter-Starter-Generator (ISG).....	16
2.3 Einspritzung und Gemischbildung beim Start .....	18
2.4 Direktstart und Derivate.....	20
2.4.1 Erweiterter Direktstart .....	21
2.4.2 Unterstützter Direktstart.....	23
2.5 Starter-Generator-Start .....	24
2.5.1 Drehzahlgeführter Start .....	25
2.5.2 Drehmomentgeführter Start .....	25
<b>Kapitel 3 Umfang und Ziel dieser Arbeit</b>	<b>27</b>
<b>Kapitel 4 Motorenprüfstand und Motormodellbildung</b>	<b>29</b>
4.1 Motorenprüfstand .....	30
4.1.1 Versuchsmotor .....	30
4.1.2 Prüfstands Aufbau .....	31
4.1.3 Reibungsuntersuchung .....	32

4.1.4	Starterstromaufnahme.....	34
4.1.5	Leckage und Temperatur nach Motorstopp.....	35
4.1.6	Heizverläufe der ersten Verbrennungen .....	36
4.2	Modellierung des Verbrennungsmotors.....	37
4.2.1	Motorgeometrie und -mechanik.....	38
4.2.1.1	Gesamtmotorreibung.....	38
4.2.1.2	Gesamtmotorträgheit.....	39
4.2.1.3	Starter-Motor .....	39
4.2.2	Nulldimensionale Einzonen-Modellierung .....	41
4.2.3	Gaspfad und Ladungswechsel .....	43
4.2.4	Kalorik und Zusammensetzung des Arbeitsgases.....	45
4.2.4.1	Kalorische Eigenschaften des Arbeitsgases ..	45
4.2.4.2	Restgasgehalt .....	46
4.2.4.3	Leckage.....	47
4.2.4.4	Massenbilanz .....	49
4.2.5	Steuerzeiten .....	50
4.2.5.1	Drosselklappenansteuerung .....	50
4.2.5.2	Ventilsteuerzeiten .....	51
4.2.5.3	Einspritzzeitpunkt und Einspritzmenge.....	51
4.2.5.4	Zündzeitpunkt .....	51
4.2.6	Verbrennungssimulation .....	52
4.2.6.1	Ersatzbrennverlauf nach Vibe .....	53
4.2.7	Wärmeverluste im Zylinder .....	57
4.2.7.1	Wandwärmeübergang im Zylinder .....	57
4.2.7.2	Verdampfungswärme.....	59
4.2.8	Validierung des Simulationsmodells .....	60
<b>Kapitel 5</b>	<b>Untersuchungen zum Quick Start</b>	<b>63</b>
5.1	Definitionen von Slow und Fast Quick Start .....	64
5.2	Abhängigkeit des Quick Starts vom Startwinkel.....	68
5.3	Vergleich und Bewertungen der Quick Starts.....	72
5.3.1	Startzeit.....	72
5.3.1.1	Slow Quick Start .....	75
5.3.1.2	Fast Quick Start.....	76
5.3.2	Startkomfort.....	78
5.3.2.1	Geräuschemissionen.....	78
5.3.2.2	Vibrationen.....	79
5.3.3	Reproduzierbarkeit.....	80
5.3.4	Elektrischer Energiebedarf.....	81
5.3.5	Zusammenfassende Bewertung der Quick Starts.....	81

---

5.4	Motorauslaufsteuerung über die Drosselklappe .....	83
5.4.1	Häufigkeitsverteilung der Auslaufpositionen .....	86
5.4.2	Vibrationen während des Motorauslaufs .....	87
5.4.3	Optimierung der Drosselklappenstrategie .....	88
5.5	Parametervariation des Quick Starts am Modell .....	91
5.5.1	Robustheitsanalyse des Startvorgangs .....	92
5.5.2	Einfluss der Motorstillstandszeit auf den FQS .....	95
5.5.3	Optimierung von Steuerzeiten für den FQS .....	96
5.6	Verbesserungspotential am Starter-Motor .....	98
5.7	Erforderliche Systemanpassungen .....	100
<b>Kapitel 6</b>	<b>Kurzfassung der Ergebnisse aus den Untersuchungen zum Hybrid Start</b>	<b>103</b>
6.1	Torque Request Hybrid Start .....	103
6.2	Idle Speed Request Hybrid Start .....	105
<b>Kapitel 7</b>	<b>Vergleich und Bewertung der Startvorgänge</b>	<b>109</b>
7.1	Primärenergieverbrauch .....	110
7.1.1	Amortisationszeit für den ASS .....	115
7.1.2	Betriebsstrategie für den Change-of-Mind .....	116
7.2	Fahrtwunscherfüllung .....	117
7.3	Komfort .....	118
7.4	Robustheit .....	122
7.5	Aufwand .....	125
7.6	Emissionen .....	127
<b>Kapitel 8</b>	<b>Zusammenfassung und Empfehlung</b>	<b>131</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>137</b>
	<b>Anhang A Details zum Prüfstand</b>	<b>145</b>
	<b>Anhang B Messungen</b>	<b>149</b>
	<b>Anhang C Wirkungsgrade und Energien</b>	<b>151</b>



## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: P2-Layout (vereinfacht) .....	3
Abbildung 2-2: P2-Hybrid mit verschiedenen Starteinrichtungen .....	4
Abbildung 2-3: Layout eines P2-Hybrids .....	5
Abbildung 2-4: P2-Hybrid mit konventionellem Starter-Motor .....	12
Abbildung 2-5: P2-Hybrid mit Hochvolt Riemen-Starter-Generator .....	14
Abbildung 2-6: P2-Hybrid mit integriertem Starter-Generator .....	16
Abbildung 2-7: Startablauf beim einfachen Direktstart [Kul04] .....	20
Abbildung 2-8: Erweiterter Direktstart [Bro08] .....	21
Abbildung 4-1: Prüfstands Aufbau .....	30
Abbildung 4-2: Reibmomentverlauf des Verbrennungsmotors .....	34
Abbildung 4-3: Starterstromaufnahme aus verschiedenen Startwinkeln .....	35
Abbildung 4-4: Temperatur und Druck im Zylinder nach Motorstopp .....	35
Abbildung 4-5: Heizverläufe konventioneller Anlasserstarts .....	37
Abbildung 4-6: Leistungsaufnahme Starter-Motor (spezifisch) .....	40
Abbildung 4-7: Vergleich der Drehzahlen von SM und VM (simuliert) .....	41
Abbildung 4-8: Einzonen-Brennraum-Modell .....	42
Abbildung 4-9: Berechnungsablauf der Füll- und Entleermethode .....	44
Abbildung 4-10: Simulierte Massenaufteilung im Brennraum .....	49
Abbildung 4-11: Vergleich der Berechnung des Vibe-Formparameters .....	55
Abbildung 4-12: Vergleich Messung zu Vibe-Approx. der ASP 1-4 eines KS ...	56

Abbildung 4-13: Variation des festen ZZP beim Start (gemessen).....	57
Abbildung 4-14: Einfluss der Verdampfungsenthalpie auf den Druckverlauf...	60
Abbildung 4-15: Vergleich zwischen Mess- und Simulationsdaten.....	61
Abbildung 5-1: Schematischer Ablauf des Quick Starts .....	65
Abbildung 5-2: Gemessene Drehzahlen und Zylinderdrücke von konventionellem Start sowie von Slow and Fast Quick Start ..	66
Abbildung 5-3: Heizverläufe von SQS und FQS .....	67
Abbildung 5-4: pV-Diagramm .....	69
Abbildung 5-5: Zeitabhängigkeit des idealen Startwinkels .....	72
Abbildung 5-6: Startzeiten von Fast, Quick und konventionellem Start .....	73
Abbildung 5-7: Reproduzierbarkeit des FQS am Prüfstand.....	74
Abbildung 5-8: Simulierte Startzeitverläufe der Quick Starts .....	74
Abbildung 5-9: Slow Quick Start (Startwinkel 60-140°KWvZOT).....	75
Abbildung 5-10: Fast Quick Start (Startwinkel 65-130°KWvZOT) .....	76
Abbildung 5-11: Enforced und Extended Fast Quick Start.....	77
Abbildung 5-12: Drehzahlverläufe des Starter-Motors bei Quick Starts.....	79
Abbildung 5-13: Vergleich der Vibrationen während des SQS und FQS .....	80
Abbildung 5-14: Strom/Spannung von konventionellem und Quick Starts.....	81
Abbildung 5-15: Gemessener Motorauslauf mit offener Drosselklappe .....	83
Abbildung 5-16: Motorauslauf bei geschlossener und offener Drosselklappe	85
Abbildung 5-17: Häufigkeitsverteilung Motorstoppposition.....	86
Abbildung 5-18: Vergleich der Lagerkräfte bei offener und geschl. DK.....	87
Abbildung 5-19: Drehzahlverläufe bei Motorauslauf inkl. opt. DK .....	89
Abbildung 5-20: Motorstopppositionen bei optimierter DK-Strategie .....	89
Abbildung 5-21: Lagerkräfte bei optimierter Drosselklappenstrategie.....	90

Abbildung 5-22: Start bei Variation der Reibung und Motorträgheit .....	93
Abbildung 5-23: Einfluss des Restgasgehalts im Kompressionszylinder .....	94
Abbildung 5-24: Drehzahl und Zylinderdruck nach Stoppzeitvariation .....	95
Abbildung 5-25: Drehzahlverlaufsänderung bei EV geschlossen beim Start ...	97
Abbildung 5-26: Drehzahl und Zylinderdrücke bei ZZP Variation.....	98
Abbildung 6-1: Drehzahl und Zylinderdrücke des TR HS (nach [Mue09]) .....	104
Abbildung 6-2: Vibrationen während des TR HS (nach [Mue09]) .....	105
Abbildung 6-3: Drehzahl und Zylinderdrücke des ISR HS (nach [Mue09]).....	106
Abbildung 6-4: Vibrationen während des ISR HS (nach [Mue09]) .....	107
Abbildung 7-1: Wirkungsgrade der Energiewandlungskette .....	110
Abbildung 7-2: Amortisationszeiten für den ASS .....	115
Abbildung 7-3: Messung der Zeitdauer für den Einspurvorgang .....	119
Abbildung 7-4: Schadstoffabhängigkeit vom Luftverhältnis [Mer06].....	129
Abbildung A-1: Mechanische Anbindung des ISG [Mue09].....	145
Abbildung A-2: Elektrische Einbindung des ISG [Mue09].....	146
Abbildung B-1: Drehzahlen und Zylinderdrücke konv. Anlasserstarts .....	149
Abbildung B-2: Vibe-Formparameter $m$ der ASP 1-7 eines KS.....	149





## **Tabellenverzeichnis**

Tabelle 4-1: Technische Daten des Versuchsmotors .....	31
Tabelle 5-1: Relative Bewertungsmatrix der Quick Starts.....	82
Tabelle 5-2: Einflussgrößen auf den Motorauslaufvorgang .....	84
Tabelle 7-1: Gesamt- und effektive Wirkungsgrade für el. Energiebedarfe....	112
Tabelle 7-2: Rekuperations-Wirkungsgrad und Kraftstoffenergiebedarf zur Bereitstellung des elektrischen Startenergiebedarfs .....	113
Tabelle 7-3: Rekuperations-Energie für Traktion und elektrische Energiebedarf aus Kraftstoff in Primärenergieäquivalent .....	113
Tabelle 7-4: Verbrennungsenergie während des Motorhochlaufs.....	114
Tabelle 7-5: Gesamtstartenergiebedarfe der untersuchten Startarten.....	114
Tabelle 7-6: Stoppamortisationszeiten der untersuchten Startarten.....	115
Tabelle 7-7: Teilbewertungsmatrix Fahrtwunscherfüllung.....	117
Tabelle 7-8: Teilbewertungsmatrix Komfort .....	118
Tabelle 7-9: Teilbewertungsmatrix Robustheit.....	122
Tabelle 7-10: Teilbewertungsmatrix Aufwand .....	125
Tabelle 7-11: Teilbewertungsmatrix Emissionen.....	127
Tabelle 8-1: Gesamtbewertungsmatrix der untersuchten Startarten.....	133
Tabelle A-1: Temperaturmessstellen am Versuchsmotor [Haf08] .....	146
Tabelle A-2: Druckmessstellen am Versuchsmotor.....	147
Tabelle C-1: Wirkungsgrade für den elektrischen Energiebedarf .....	151



# Abkürzungen und Formelzeichen

## Lateinische Formelbuchstaben

Symbol	Bedeutung	Einheit
$a$	Faktor Vibe-Ersatzbrennverlauf	—
$A$	Durchflussfläche	$\text{m}^2$
$A_{Br}$	Brennraumfläche	$\text{m}^2$
$A_{eff}$	Effektive Ausströmfläche	$\text{m}^2$
$A_{Kolben}$	Kolbenbodenoberfläche	$\text{m}^2$
$A_{ref}$	Referenz-Querschnitt	$\text{m}^2$
$c_d$	Durchflussbeiwert	—
$c_m$	mittlere Kolbengeschwindigkeit	$\text{m/s}$
$c_p$	spez. Wärmekapazität bei konst. Druck	$\text{kJ/kg K}$
$C$	Ausnutzungsziffer	$\text{kg/s}^2\text{cm}$
$C$	Woschni-Konstante	—
$C_1$	Woschni-Konstante	—
$C_2$	Woschni-Konstante	—
$d$	Durchmesser	$\text{m}$
$E$	Energie	$\text{J}$
$E_{el}$	Elektrische Energie	$\text{J}$
$E_{Kr}$	Kraftstoff-Energie	$\text{J}$
$E_{Verb}$	Verbrennungsenergie	$\text{J}$
$h$	spezifische Enthalpie	$\text{kJ/kg}$
$H_v$	Verdampfungsenthalpie	$\text{J}$
$i$	Taktzahl	—
$i_1$	Übersetzungsverhältnis SM/VM	—
$i_2$	Internes SM Übersetzungsverhältnis	—

Symbol	Bedeutung	Einheit
$I$	Stromstärke	A
$k$	Konstante für Leckagespalt	—
$k_1$	Zähnezahl Anlasserzahnkranz	—
$k_2$	Zähnezahl Anlasserritzel	—
$K_c$	Korrekturfaktor	—
$l$	Länge	m
$m$	Masse	kg
$m$	Vibe-Formparameter	—
$m_{Br}$	Brennstoffmasse	kg
$m_{Br,\ddot{a}q}$	Brennstoffmassenäquivalent	kg
$m_G$	Zylinder-Gesamtmasse	kg
$m_K$	Kraftstoffmasse	kg
$m_L$	Frischlufthmasse	kg
$m_{Leck}$	Leckagemasse	kg
$m_R$	Restgasmasse	kg
$\dot{m}_{Leck}$	Leckagemassenstrom	kg/s
$M$	molare Masse	g/mol
$M$	Drehmoment	Nm
$M_I$	Indiziertes Moment	Nm
$M_{KW}$	Moment auf Kurbelwelle	Nm
$M_{max}$	Maximales Drehmoment	Nm
$M_R$	Reibmoment	Nm
$M_S$	Schleppmoment	Nm
$M_{SM}$	Moment des Starter-Motors	Nm
$n$	Drehzahl	1/min
$n$	Stoffmenge	mol
Nu	Nusselt-Zahl	—
$Q_b$	Wärmefreisetzung	kJ/°KW
$Q_{b,ges}$	Gesamt-Wärmefreisetzung	kJ
$Q_V$	Verdampfungswärme	J
$p$	Druck	bar, Pa

Symbol	Bedeutung	Einheit
$p_{me}$	Effektiver Mitteldruck	bar
$p_{mi}$	Indizierter Mitteldruck	bar
$P$	Leistung	kW
$P_{Gen,max}$	Generatorische Maximalleistung	kW
$P_{Mot,max}$	Motorische Maximalleistung	kW
$Pr$	Prandtl-Zahl	—
$r$	Kurbelwellenradius	m
$Re$	Reynolds-Zahl	—
$s$	Kolbenweg	m
$t_{Amort}$	Amortisationszeit	s
$T$	Temperatur	K
$T_{Gas}$	Gastemperatur	K
$T_{KW}$	Kühlwassertemperatur	K
$T_W$	Wandtemperatur	K
$T_{Zyl}$	Zylindergastemperatur	K
$U$	Spannung	V
$U$	Innere Energie	J
$V$	Volumen	m <sup>3</sup>
$V_B$	Bohrungsvolumen	m <sup>3</sup>
$V_C$	Kompressionsvolumen	m <sup>3</sup>
$V_H$	Hubvolumen	m <sup>3</sup>
$w$	charakteristische Geschwindigkeit	m/s
$W$	Energie	J
$X_{AGR}$	Restgasgehalt	—

## Griechische Formelbuchstaben

Symbol	Bedeutung	Einheit
$\alpha$	Wandwärmeübergangskoeffizient	W/m <sup>2</sup> K
$\varepsilon$	Verdichtungsverhältnis	—
$\eta$	Wirkungsgrad	—
$\eta_{eff}$	effektiver Gesamtwirkungsgrad	—
$\eta_{ges}$	Gesamtwirkungsgrad	—
$\eta_{Mischung}$	Mischungsgrad	—
$\eta_{rekup}$	Rekuperations-Wirkungsgrad	—
$\eta_{th}$	Thermischer Wirkungsgrad	—
$\eta_{u,ges}$	Gesamt-Umsetzungsgrad	—
$\theta$	Trägheitsmoment	kg m <sup>2</sup>
$\theta_{SM}$	SM-Trägheitsmoment	kg m <sup>2</sup>
$\kappa$	Isentropenexponent	—
$\lambda$	Verbrennungsluftverhältnis	—
$\lambda_s$	Pleuelstangenverhältnis	—
$\mu$	Reibungszahl	—
$\pi$	Druckverhältnis	—
$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\varphi$	Kurbeldrehwinkel	°KW
$\varphi_{BB}$	Brennbeginn	°KW
$\varphi_{BE}$	Brennende	°KW
$\Delta\varphi_{BD}$	Brenndauer	°KW
$\ddot{\varphi}$	Winkelbeschleunigung	rad/s <sup>2</sup>

## Konstanten

Symbol	Bedeutung	Wert	Einheit
$H_u$	unterer Heizwert Superbenzin	40,98	MJ/kg
$L_{st}$	Stöchiometrischer Luftbedarf	14,66	—
$R$	Allgemeine Gaskonstante	8,314	J/(mol · K)
$\pi$	Kreiszahl	3,14159...	—

## Chemische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung
CO	Kohlenmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
HC	Kohlenwasserstoff
H <sub>2</sub>	Wasserstoff
H <sub>2</sub> O	Wasser
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
O <sub>2</sub>	Sauerstoff

## Abkürzungen

°KW	Grad Kurbelwellenwinkel
°KWnZOT	Grad Kurbelwellenwinkel nach ZOT
°KWvZOT	Grad Kurbelwellenwinkel vor ZOT
AGM	Absorbent Glas Matt
AGR	Abgasrückführung
AK	Anfahrkupplung
ASP	Arbeitsspiel
ASS	Automatischer-Stopp-Start
AT	Automatikgetriebe
DE	Direkteinspritzung
DC-DC Wandler	Gleichstrom-Gleichstrom Wandler
DK	Drosselklappe
DOHC	Double Overhead Camshaft
EKMV	Elektrischer Kältemittelverdichter
EL	Elektrische Lenkung
EM	Elektromaschine
EV	Einlassventil
FQS	Fast Quick Start
HS	Hybrid Start
HV	Hochvolt

ISG	Integrierter-Starter-Generator
KS	Konventioneller Anlasserstart
KSG	Kurbelwellen-Starter-Generator
KW	Kurbelwelle
LE	Leistungselektronik
LOT	Ladungswechsel-OT
MSG	Motorsteuergerät
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NVH	Noise Vibration Harshness
OT	Oberer Totpunkt
P1	Parallel-Hybrid mit EM drehfest an VM verbunden
P2	Parallel-Hybrid mit AK zwischen VM und EM
QS	Quick Start
RSG	Riemen-Start-Generator
SG	Starter-Generator
SM	Starter-Motor
SQS	Slow Quick Start
UT	Unterer Totpunkt
VKM	Verbrennungskraftmaschine
VM	Verbrennungsmotor
ZÖP	Zusatzölpumpe
ZOT	Zünd-OT
ZZP	Zündzeitpunkt



# Kapitel 1

## Einleitung

Die Automobilindustrie steht vor einer großen Herausforderung. Diese Herausforderung wird in der öffentlichen Diskussion unter dem Stichwort „grün“ zusammengefasst und verbindet das ökologische Ziel der Umweltentlastung mit dem Erreichen der gesetzlich festgelegten weltweiten CO<sub>2</sub>-Emissions-Reduktionsziele. Das Meistern dieser Herausforderung entscheidet künftig maßgeblich über die Marktakzeptanz und damit die Wettbewerbsfähigkeit der Produkte. Als eine Folge wird sich das Kernstück eines jeden Fahrzeugs – der Antriebsstrang – grundlegend ändern.

In welchem Zeitfenster sich dieses vollziehen wird und ob sich langfristig ein Konzept als der Königsweg herauskristallisieren wird oder ob je nach Nutzungsprofil ein Fahrzeug mit Brennstoffzelle, reinem Elektroantrieb oder Range-Extender-Plug-In Hybrid zur Anwendung kommt, wird in dieser Arbeit nicht diskutiert. Im Folgenden wird dagegen ein aus heutiger Sicht mittelfristig sehr erfolgversprechendes Layout vorgestellt: Der P2-Hybrid.

Darunter wird ein Hybrid-Antriebsstranglayout verstanden, bei dem ein konventioneller Verbrennungsmotor und ein konventionelles Getriebe eingesetzt werden, um die Entwicklungs- und Variantenkosten zu minimieren; zwischen diesen beiden Komponenten wird allerdings zusätzlich eine direkt auf die Kurbelwelle wirkende E-Maschine installiert, die durch eine zusätzliche Kupplung vom Verbrennungsmotor getrennt werden kann.

Für ein solches Hybrid-Konzept stellt sich die grundsätzliche Frage mit welcher Starteinrichtung der Verbrennungsmotor in den verschiedenen Fahrzuständen optimal hinzugeschaltet werden kann. Um eine Antwort darauf zu geben, müssen die möglichen Startsysteme im Hinblick auf ihren Einsatz in einem P2-Hybrid bewertet und miteinander verglichen werden.



## Kapitel 2

### Grundlagen und Stand der Technik

Seit etwa 20 Jahren [Bum87][Bec90] haben sich viele Veröffentlichungen mit der Auswahl und Auslegung von Hybridsystemen beschäftigt. Stellvertretend seien hier die Arbeiten von [Cud97][Ass99][Gal01][Hus01][Cha02][Hof04] genannt. Mittlerweile gibt es zu vielen dieser Konzepte bereits Forschungs-, Entwicklungs- und Serienfahrzeuge. Beispiele hierfür sind das Forschungsfahrzeug Mercedes F700 (parallel, Mild-Hybrid), das Entwicklungsfahrzeug Chevrolet Volt (seriell, Range Extender) und das Serienfahrzeug Toyota Prius (leistungsverzweigt, Voll-Hybrid).

Grundlage dieser Arbeit ist das Hybrid-Antriebsstranglayout, das in Abbildung 2-1 vereinfacht skizziert ist. Auf der Kurbelwelle zwischen Verbrennungsmotor (VM) und Automatikgetriebe (AT) befindet sich eine E-Maschine (EM) am Getriebeeingang, die durch eine Anfahrkupplung (AK) vom Verbrennungsmotor getrennt werden kann. Diese Anordnung ist ein Parallel-Hybrid mit der E-Maschine an Position zwei hinter dem Verbrennungsmotor und wird daher als P2-Hybrid bezeichnet. Ein solcher P2 kann alle von einem Voll-Hybrid erwarteten Funktionen darstellen:

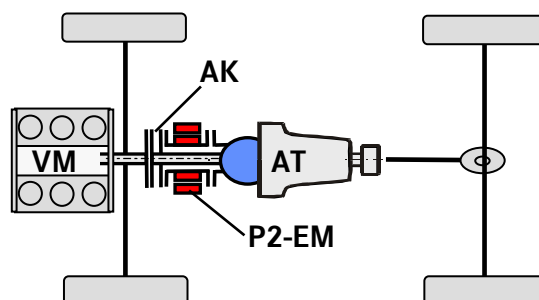


Abbildung 2-1: P2-Layout (vereinfacht)

- (1) Stopp-Start-Funktion
- (2) Anfahrunterstützung und Boosten
- (3) Lastpunktverschiebung
- (4) Rekuperation
- (5) Elektrisches Fahren

Der große Vorzug eines P2-Konzeptes gegenüber z.B. leistungsverzweigten Voll-Hybriden liegt insbesondere auf der Kostenseite: Für den Verbrennungsmotor und das Getriebe können Gleichteile von nicht-hybridisierten Derivaten verwendet werden, was die Entwicklungs-, Varianten- und Produktionskosten erheblich verringert. Im Bereich höherer installierter elektrischer Leistung bringt aber gerade dieser Vorzug besondere Bauraumprobleme mit sich, da bei Beibehaltung der Standardkomponenten für die EM zwischen Motor und Getriebe nur ein sehr begrenzter Platz zur Verfügung steht.

Für alle Voll-Hybride gilt, dass der Verbrennungsmotor aus verschiedenen Fahrzuständen für den Fahrer möglichst unmerklich gestartet werden können muss. Neben dem Schlüsselstart auch bei sehr niedrigen Temperaturen (bis  $< -25^{\circ}\text{C}$ ) sind der Wiederstart aus dem automatischen Stopp, während des auslaufenden Motors und aus der elektromotorischen Fahrt zu nennen. Ferner muss unterschieden werden, ob der Start vom Fahrer oder vom Fahrzeug ausgelöst worden ist. Die Hauptbewertungskriterien des Startsystems aus Sicht des Fahrers sind dabei die Startdauer und der Startkomfort.

Da ein Verbrennungsmotor nicht von selbst startet (mit Ausnahme des reinen Direktstarts, vgl. dazu aber Kapitel 2.3), wird eine Starteinrichtung benötigt. Für einen P2-Hybrid kommen folgende Möglichkeiten in Frage, deren Positionen im Fahrzeug in Abbildung 2-2 dargestellt sind:

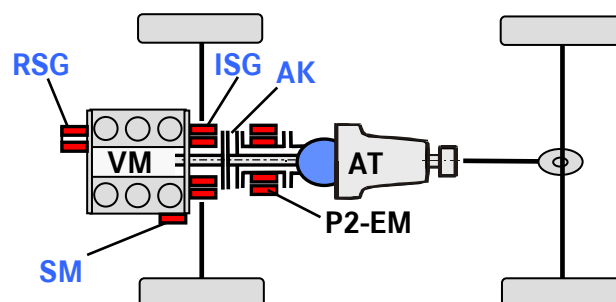


Abbildung 2-2: P2-Hybrid mit verschiedenen Starteinrichtungen

- Starter-Motor (SM)
- Riemen-Starter-Generator (RSG)
- Integrierter-Starter-Generator (ISG)
- Schwungstart über Anfahrkupplung (AK)

Mit dem Fokus auf den automatischen Wiederstart des betriebswarmen Motors liefert diese Arbeit einen Beitrag zur Auswahl der Starteinrichtung für einen P2-Hybrid. In diesem Kapitel werden die technischen Grundlagen zur Auslegung eines P2-Konzeptes gelegt und die verschiedenen Starteinrichtungen und Startarten für den Verbrennungsmotor vorgestellt und evaluiert.

## 2.1 Technische Grundlagen P2-Konzept

Ein mögliches Layout der Komponenten für einen reinen P2-Antriebsstrang ist in Abbildung 2-3 dargestellt. Da sich diese Arbeit nicht mit der Auslegung eines Gesamtkonzepts für einen P2-Hybrid beschäftigt, wird an dieser Stelle nur kurz auf die wichtigsten Änderungen und Funktionen im Vergleich mit einem nicht hybridisierten Fahrzeug eingegangen:

- Zwischen Verbrennungsmotor und Automatikgetriebe befindet sich eine E-Maschine auf der Getriebeeingangswelle. Über eine Anfahrkupplung kann der Kraftschluss zwischen VM und EM getrennt werden. Damit ist es möglich bei geöffneter AK rein elektrisch zu fahren ohne den VM mitzuschleppen. Bei geschlossener AK verhält sich das System wie ein Mild-Hybrid mit ISG.

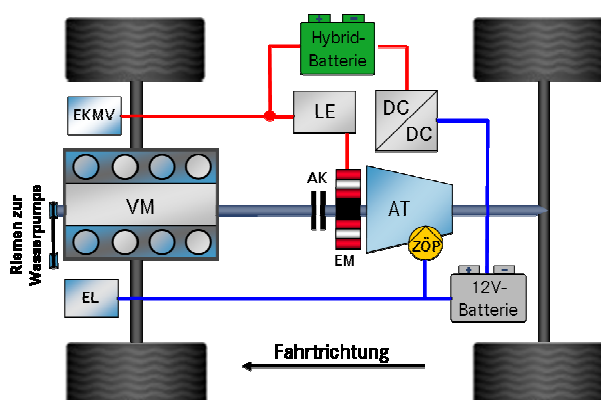


Abbildung 2-3: Layout eines P2-Hybrids

- Neben dem bekannten 12-Volt Bordnetz (blau) zum Betreiben aller herkömmlichen elektrischen Verbraucher findet sich ein Hochvolt-Bordnetz (rot), mit dem die Hybridkomponenten betrieben werden.
- Das 12V-Netz wird über einen DC/DC-Wandler von der Hochvoltseite gespeist, da der Einsatz einer Lichtmaschine entfällt.
- Die Leistungselektronik (LE) steuert die P2-EM an und fungiert als Wechselrichter vom Gleichstrom der Batterie zum Dreiphasenwechselstrom der E-Maschine.
- Eine elektrische Zusatzölpumpe (ZÖP) hält den Öldruck im Getriebe während des automatischen Motorstopps und der E-Fahrt aufrecht, um auch in diesen Situationen die volle Getriebefunktion zu gewährleisten.
- Sowohl der Kältemittelverdichter als auch die Lenkung sind elektrifiziert, um die Kühlung des Innenraums und die Lenkbarkeit während des automatischen Motorstopps bzw. der E-Fahrt sicherzustellen. Aufgrund der geforderten Kühlleistung von bis zu 4,5 kW [Quelle: interne Berechnungen für Mittelklassefahrzeug] ist der elektrische Kältemittelverdichter (EKMV) in diesem Layout an das Hochvoltnetz angeschlossen, wohingegen die elektrische unterstützte Lenkung (EL) aus dem 12V-Netz versorgt wird.

### 2.1.1 Motorstopp und Wiederstart

Einen großen Anteil am Ziel der Kraftstoffeinsparung hat das Ausschalten des Verbrennungsmotors. Dies gilt im Allgemeinen für jedes Fahrzeug während eines Stillstands und für einen Voll-Hybrid zusätzlich auch für die Phasen rein elektrischen Vortriebs. Nach [Hoh06] kann allein die Umsetzung einer Stopp-Start-Funktion einen Verbrauchsvorteil von bis zu 8% erzielen. Neben diesem übergeordneten Ziel gibt es eine Reihe weiterer Bewertungskriterien für ein solches System, die neben primär technischen Aspekten wie z.B. Startzeit und Startvibrationen auch eher subjektiv empfundene wie vorhersehbares Verhalten und reproduzierbarer Ablauf beinhalten. Im Folgenden sind die in Betracht kommenden Bewertungskriterien aufgeführt, die sich in die Kategorien „Fahrwunscherfüllung“, „Komfort“, „Robustheit“ und „Aufwand“ einteilen lassen. Diese Kriterien sind Grundlage für den Vergleich und die Bewertung der untersuchten Starteinrichtungen und werden im Kapitel 7 wieder aufgenommen und dort näher erläutert.

Fahrtwunscherfüllung:

- Drehmomentverfügbarkeit aus Motorstopp und E-Fahrt
- Zugkraftgleichförmigkeit beim Beschleunigen aus der E-Fahrt
- Change-of-Mind

Komfort:

- Startdauer
- Startgeräusch
- Stopp- und Startvibrationen sowie Anstellruck und Motorruckeln
- Drehzahlüberschwinger
- Vorhersehbares Verhalten

Robustheit:

- Starterfolg beim 1. Versuch
- Minimaler Verschleiß und Alterung der Komponenten
- Hohe Systemverfügbarkeit
- Startabsicherung
- Reproduzierbarer Ablauf

Aufwand:

- Zusatzkosten
- Entwicklungszeit
- Gewicht und Bauraum
- Primärenergieverbrauch

Emissionen:

- Kohlenstoffdioxid
- Kohlenmonoxid, Kohlenwasserstoffe, Stickoxide

Der Wiederstart des warmen Motors kann bei einem P2-Hybrid aus dem Stillstand oder während der E-Fahrt stattfinden. Dabei ist diese Unterscheidung nur bei dem in Kapitel 2.2.1 beschriebenen Schwungstart mit Anfahrkupplung wichtig. Bei den anderen Startvarianten beeinflusst der Fahrzustand nur die Synchronisation mit der Abtriebsseite nach erfolgtem Startvorgang.

Unterschieden werden muss allerdings wodurch der Wiederstart ausgelöst wird: Geschieht dies durch den Fahrer, dann ist es mit einem Vortriebswunsch bzw. einer Drehmomentanforderung gleichzusetzen und die Startdauer hat höchste Priorität. Wird der Wiederstart hingegen durch ein Fahrzeugsystem (erhöhte Klimaanlageanforderung, niedriger Batterieladezustand) ausgelöst, dann ist der Komfort beim Zuschalten des VM die dominierende Auslegungsgröße.

### 2.1.2 Change-of-Mind

Eine Herausforderung für jedes Hybridsystem stellt die so genannte Change-of-Mind-Situation dar, die folgenden Anwendungsfall beschreibt:

Die Stopp-Bedingungen der Betriebsstrategie waren bei laufendem Motor erfüllt, weshalb Einspritzung und Zündung abgeschaltet wurden und sich der Motor im Auslauf befindet. Nun erfolgt vor dem Stillstand des Motors die Wiederstart-Anforderung durch den Fahrer oder durch ein Fahrzeug-System.

In Abhängigkeit von der Drehzahl des auslaufenden Motors und des Startsystems sind unterschiedliche Maßnahmen zu treffen, die in den jeweiligen Unterkapiteln näher beschrieben werden.

### 2.1.3 Stopp- bzw. Startposition

Ein Zeitvorteil für den Wiederstart ergibt sich, wenn

- (1) die Startposition bekannt ist und
- (2) die Startposition beeinflusst werden kann.

Die exakte Motorposition zur Steuerung von Zündung und Einspritzung wird in der Motorsteuerung durch Inkrementierung eines Zahnzählers ermittelt, wodurch für den laufenden Motor die absolute Motorposition relativ zur Zahnücke des Kurbelwellengeberrades bestimmt werden kann. Die erreichbare Positionsauflösung entspricht mit  $6^\circ$  KW der Zahnteilung des Geberrades.

Da die absolute Motorposition also relativ zur Bezugsmarke auf dem Geberrad berechnet wird, muss dieser relative Abstand bei einer Wiederstart-Anforderung bekannt sein, damit eine Synchronisation entfallen kann. Als Synchronisation wird hierbei die Zeit bezeichnet, die das Steuergerät benötigt, um seine interne Rechenabläufe mit den mechanischen Vorgängen des Motors abzugleichen. Es kann folglich bis zu 360 Grad Kurbelwellenwinkel dauern, bis eine Synchronisation der absoluten Stellung stattgefunden hat und eine Einspritzfreigabe erfolgen kann.

Zur Speicherung der relativen Position sind herkömmliche Kurbelwellensensoren jedoch nicht geeignet, da sie eine etwaige Rückdrehbewegung des Motors nicht als solche erkennen. Eine solche Inversion der Drehrichtung tritt beim Motorauslauf auf, wenn die Rotationsenergie nicht ausreicht einen angefangenen Kompressionshub zu beenden und dann das durch den aufgebauten Druck veranlasste rückdrehende Drehmoment die Motorreibung übertrifft. Je nach



Motortyp und Reibleistung ist sogar ein Austaumen mit mehrfacher Richtungsumkehr zu beobachten (s. Kapitel 5.4).

Über einen Kurbelwellensensor mit Drehrichtungserkennung dagegen wird die exakte Auslauf-Position für den folgenden Wiederstart bestimmt. Dabei sind statt einem zwei Inkrementalgeber um einen halben Zahn phasenversetzt im Sensorgehäuse untergebracht. Auf diese Weise wird, wenn der eine Geber eine steigende Zahnflanke detektiert, von dem anderen eine Zahnmitte gesehen und aus der Abfolge der Ausgabepulse ist eindeutig eine Drehrichtungsumkehr festzustellen. Um auch sehr niedrige Drehzahlen bis zum Stillstand sicher erkennen zu können, werden typischerweise Sensoren verbaut, die nach dem Hall-Effekt arbeiten [Kra05].

Die aktuelle Winkelinformation im Stopp kann allerdings auch von einem solchen Sensor nur während eines Zündungslaufs bei bereits einmal synchronisiertem Steuergerät geliefert werden. Ein Abstellen des Motors mit dem Zündschlüssel erfordert eine erneute Synchronisation des Steuergerätes, weshalb ein Schlüsselstart selbst bei betriebswarmem Motor einen Sonderfall darstellt.

Die Größe des Einflusses der Startposition auf die Startdauer hängt vom verwendeten Startsystem ab. Grundsätzlich definiert die Startposition die vom Kompressionszylinder eingeschlossene Luftmasse beim Start. Es wird im Einzelnen untersucht werden, welchen Startzeitgewinn eine gewählte zu einer zufälligen Ausgangsposition hat und zu welchem Nutzen-zu-Aufwand-Verhältnis überhaupt auf die Startposition Einfluss genommen werden kann.

#### **2.1.4 Durchlaufen der Eigenfrequenz**

Das Durchlaufen des Bereichs der Eigenfrequenzen des Aggregats beim Motorstart sollte möglichst schnell und mit möglichst geringer Anregung stattfinden. Eine Verbesserung des Komforts ist also zu erwarten, wenn der ausgeschaltete VM mit hohem externem Moment durch den Bereich der Eigenfrequenz geschleppt wird. Ist der VM in diesem Bereich bereits im gefeuerten Betrieb, ist die Anregung der Karosserie um Größenordnungen stärker. Dabei wird ein schnelles Durchlaufen der Eigenfrequenzen mit großer Amplitude subjektiv stärker wahrgenommen, als ein langsames Durchlaufen mit geringer Anregungsamplitude. Für eine detaillierte Betrachtung der Wirkung und der Entstehung der Vibrationen wird auf die Parallelarbeit [Mue09] verwiesen und darin auf Kapitel 4 „Untersuchung der subjektive Wahrnehmung von Start-Stopp-Systemen“ und Kapitel 5.4 „Aggregatvibration beim Start“.

## **2.2 Starteinrichtungen**

Als gebräuchlichste Startvorrichtung kommt in heutigen Fahrzeugen ein Schubschraubtrieb-Starter-Motor zum Einsatz [Bas06], der in Kapitel 2.2.2 näher beschrieben wird. Diese Technik hat sich millionenfach über Jahrzehnte bewährt und sorgt sehr zuverlässig für den Motorstart auch unter ungünstigen Bedingungen, ist gleichzeitig jedoch auch mitverantwortlich für die typische Geräuschentwicklung und die relativ lange Startdauer.

Im Folgenden werden die in Abbildung 2-2 gezeigten möglichen Starteinrichtungen für das diskutierte P2-Konzept in ihrer Funktionsweise beschrieben und grundlegend bewertet. Auch wenn diese Arbeit den automatischen Wiederstart bei warmem Motor untersucht, werden hier jeweils auch die Kaltstartfähigkeit und die Besonderheiten beim Schlüsselstart betrachtet.

### **2.2.1 Anfahrkupplung (AK)**

Es ist theoretisch möglich einen P2 ohne Starteinrichtung im eigentlichen Sinne zu betreiben (Abbildung 2-3). Der Motor kann durch gezieltes Schließen der Anfahrkupplung durch die EM angedreht und beschleunigt werden. Damit ist der Motorhochlauf aber nicht mehr unabhängig von der Abtriebsseite, auf die keine unerwünschten Einflüsse übertragen werden dürfen.

Der für den Kalt- und Schlüsselstart zu vollziehende relativ einfach zu beherrschende Ablauf gliedert sich wie folgt:

- (1) Das Getriebe ist kraftfrei, die AK ist geschlossen
- (2) Die EM dreht den VM an
- (3) Der Verbrenner startet und dreht in den Leerlauf
- (4) Die AK öffnet, die EM wird gestoppt, das Getriebe stellt Kraftschluss her

Bei nun gestartetem VM kann das Fahrzeug über die AK mit oder ohne Boost durch die EM verbrennungsmotorisch anfahren. Aus diesem Zustand ohne Einsatz des VM elektrisch anzufahren ist natürlich auch möglich, obschon wegen des Kraftstoffverbrauchs im Leerlauf energetisch wenig sinnvoll. Für den automatischen Wiederstart bietet sich dieser Ablauf nur bedingt an. Zum einen benötigen die unter Punkt (4) genannten Vorgänge relativ viel Zeit nachdem der Leerlauf auch akustisch wahrnehmbar schon erreicht ist. Das ist neben der verlängerten Startdauer auch subjektiv eine unangenehme Unterbrechung.

Zum anderen wird dadurch der große Vorteil eines P2, das rein elektrische Anfahren, nicht ermöglicht.

Das Zuschalten des VM aus der rein elektrischen Fahrt allein über die AK stellt dagegen eine deutlich größere Herausforderung dar. Grundsätzlich ist zu beachten, dass das für das Losreißen und Hochdrehen der Verbrennungskraftmaschine (VKM) erforderliche Moment von der EM vorgehalten werden muss, damit der VM aus jeder Situation der E-Fahrt hinzugeschaltet werden kann. Dadurch wird die dem Fahrer zur Verfügung stehende reine elektrische Antriebsleistung limitiert.

Um den Motor anzudrehen, wird die AK drehmomentgeführt schlupfend betrieben. Das von der AK übertragende Moment muss dabei höchst genau von der EM ausgeglichen werden, damit der Fahrer keine unerwünschte Längsbeschleunigung des Fahrzeugs bemerkt. Da sich aber die Drehzahl des VM vom Losreißen über den dann folgenden fortlaufenden Wechsel von Kompression und Expansion während des Hochlaufs ständig ändert, ergibt sich aus der Nichtkonstanz des AK-Drehmoments über der Drehzahl die Notwendigkeit einer drehmomentgeführten Vorsteuerung der AK. Eine Regelung ist aufgrund der hochdynamischen Vorgänge beim Motorstart nur sehr bedingt und allenfalls unterstützend einsetzbar. Außerdem ist zu beachten, dass die Differenzdrehzahl in hohem Grade schwankt, da die Verbrennerdrehzahl nicht linear ansteigt. Zu guter Letzt verhält sich dann noch die Drehmomentübertragung der AK bei stehender bis sehr langsam drehender Eingangswelle nicht linear, was schließlich das Zuschalten des VM ohne Auswirkungen auf die Längsdynamik des Fahrzeugs zu einem hochkomplexen Vorgang macht.

Der Frage, ob dieser Einschaltvorgang beherrschbar ist, wie auf einen Change-of-Mind reagiert werden kann und welche Startzeiten erreicht werden können, wird in dieser Arbeit nicht weiter nachgegangen. Zu diesem Thema gibt es Veröffentlichungen [Böh06] [Col04] [Jon07] und auch laufende Forschungsvorhaben sowie Entwicklungsaufträge bei der Daimler AG.

Abgesehen vom Startablauf, der hier nicht bewertet werden kann, ergeben sich aus der Möglichkeit, ohne eine weitere Starteinrichtung auszukommen, natürlich zwei große Vorteile: Erstens eine nennenswerte Kostenersparnis und zweitens kein zusätzlicher Bauraumbedarf.

### 2.2.2 Starter-Motor (SM)

Beim konventionellen Anlasserstart greift das Ritzel des Starter-Motors in einen Anlasserzahnkranz, der auf der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors sitzt (Abbildung 2-4). Das Ritzel des Starters steht vor dem Start neben dem Zahnkranz in Ruhestellung. Dreht der Fahrer den Zündschlüssel in Startposition, so wird zunächst die Verbindung zwischen Ritzel und Zahnkranz und damit zwischen Starter und Verbrennungsmotor hergestellt.

In drei Arbeitsphasen lässt sich ein solcher Anlasserstart unterteilen:

#### Einspuren

Durch Einschalten der Zündung wird zunächst die mechanische Verbindung zwischen Anlasser und Verbrennungsmotor hergestellt. Dazu wird das Einrückrelais geschaltet und somit das Anlasserritzel in den mit der Kurbelwelle verbundenen Zahnkranz geschoben. Beim Einspuren entsteht eine der zwei folgenden Situation: Im Idealfall trifft ein Zahn des Ritzels unmittelbar in eine Zahnücke des Anlasserkranzes und die mechanische Verbindung ist direkt hergestellt. Dieser Zustand wird in der Praxis nur recht selten angetroffen. In ca. 70% der Startvorgänge kommt es vielmehr zu einer Kollisionssituation, in der sich die Zähne von Ritzel und Zahnkranz gegenseitig blockieren [Bos02]. In diesem Fall wird das Ritzel mit zunehmender Kraft auf den Zahnkranz gedrückt und angedreht bis sich eine günstige Zahn-Lücke-Konstellatation ergibt. Die Spannkraft auf das Ritzel sorgt dann für ein schnelles Vorschieben des Ritzelzahns in die Lücke des Zahnkranzes und die Herstellung der mechanischen Kopplung.

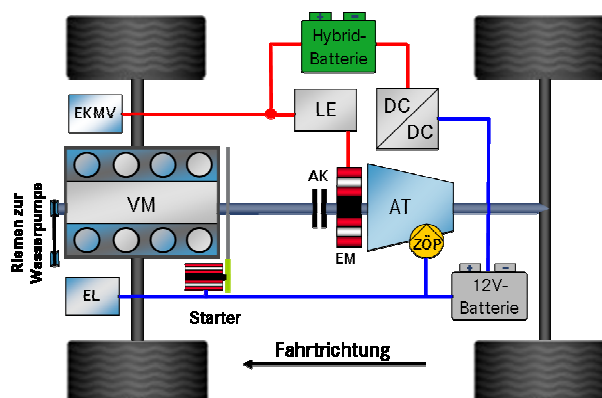


Abbildung 2-4: P2-Hybrid mit konventionellem Starter-Motor

### Durchdrehen

Das Einrückrelais hat neben der Aufgabe des Einspurens auch die Funktion die Kontaktbrücke zum Starterhauptstrom zu schließen, wodurch das Anlaufen des Anlassers bewirkt wird. Durch das große Übersetzungsverhältnis zwischen Ritzel und Zahnkranz wird ein hohes Drehmoment an der Kurbelwelle erzeugt, so dass die Reibungswiderstände überwunden werden und der Motor sich zu drehen beginnt. Das erforderliche Drehmoment um den Motor zu schleppen schwankt aufgrund der sich abwechselnden Kompressionen und Dekompressionen erheblich. Dies führt zum einen zu schwankendem Starterstrom und zum anderen zu einer schwankenden Motordrehzahl, da die Ungleichförmigkeit nicht vollständig ausgeglichen wird. Akustisch ist dies als das typische Anlasserjaulen zu vernehmen.

### Start und Ausspuren

Mit der ersten Einspritzung bzw. Zündung beginnt der Motor selbst Drehmoment zu erzeugen und damit die Drehzahl zu steigern. Bereits nach wenigen Arbeitstakten beschleunigt der Motor so stark, dass der Anlasser nicht mehr folgen kann und überholt wird. Ein Freilauf schützt hierbei den Starter vor einer zu hohen Drehzahl und verhindert damit unnötigen Verschleiß. Sobald der Motor sicher läuft wird der Starter nicht mehr mit Strom versorgt und das Ritzel aus dem Anlasserzahnkranz ausgespurt.

Der beschriebene Starter-Motor Start bietet keine Möglichkeit der Unterscheidung zwischen einem komfort- oder einem startdauer-optimierten Startablaufs, wie es in Abhängigkeit von der Startanforderung (Fahrer oder Fahrzeug) wünschenswert wäre, da es keinen Zielkonflikt zwischen diesen beiden Größen gibt. Mit anderen Worten bietet der optimale Ablauf gleichzeitig maximalen Komfort und die kürzeste Startdauer. Für die Situation des Change-of-Mind müssen in Abhängigkeit der Drehzahl des auslaufenden Motors folgende Zustände unterschieden werden:

- (1) Der VM kann durch Wiedereinsetzen der Einspritzung über Verbrennung wieder beschleunigt werden, d.h. keine Starterunterstützung erforderlich
- (2) Anlasserunterstützung ist notwendig, aber Motordrehzahl ist für das Einspuren des Starters noch zu hoch, d.h. weiter fallende Drehzahl abwarten
- (3) Anlasserunterstützung ist notwendig, Motordrehzahl ist niedrig genug, d.h. Starter kann sofort zugeschaltet werden

Positive Eigenschaften des Starter-Motors:

- Zuverlässig, robust, erprobt, ausgereift
- Hohes (Kalt-)Startdrehmoment durch große Übersetzung
- Sichere Drehmomentübertragung über Zahnräder
- kostengünstig (auch durch Skaleneffekte)

Negative Eigenschaften des Starter-Motors:

- Bauraumbedarf für den Anlasserzahnkranz
- Charakteristisches Anlassergeräusch
- Lange Startdauer durch Einspurvorgang und Synchronisierung
- Absicherung des 12V-Bordnetz nötig (s. Kapitel 5.7)
- Keine Möglichkeit nach System- oder Fahrerwunsch zu unterscheiden

**2.2.3 Riemen-Starter-Generator (RSG)**

Ein Riemen-Starter-Generator ist, wie die Wasserpumpe, über den Keilriemen mit der Kurbelwelle verbunden und befindet sich daher ständig im Eingriff (Abbildung 2-5). In seiner Funktion als Starter wird das Moment vom RSG über den Riemen auf die Kurbelwelle übertragen und versetzt diese in Rotation.

Die aktuell am Markt befindlichen Systeme operieren auf der vom Bordnetz vorgegebenen 12V-Spannungsebene [Cog04]. In einem P2-Konzept bietet es sich aus mehreren Gründen an, den RSG in das HV-Netz zu integrieren:

- (1) Höhere Leistungsfähigkeit (hohes Drehmoment bis Leerlaufdrehzahl)
- (2) Geringere Verluste, höherer Wirkungsgrad
- (3) Keine zusätzliche Belastung des Bordnetzes während des Startvorgangs

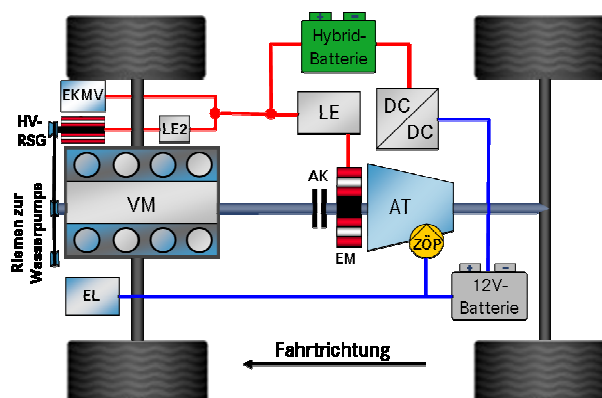


Abbildung 2-5: P2-Hybrid mit Hochvolt Riemen-Starter-Generator

Damit das notwendige Drehmoment übertragen werden kann, ist eine entsprechend hohe Riemenvorspannung erforderlich. Außerdem kann der Reibkoeffizient zwischen RSG-Laufrad und Riemen durch die Breite, das Material und die Oberflächenstruktur des Riemens erhöht werden. All diese Maßnahmen erhöhen potenziell den Verschleiß und sind daher in ihren Einflüssen auf die Dauerhaltbarkeit zu überprüfen. Die größte Herausforderung für einen RSG ist daher auf der einen Seite ein Durchrutschen des Riemens bei allen Bedingungen zu verhindern und auf der anderen Seite den wartungsfreien Betrieb über die Fahrzeuglebensdauer sicherzustellen.

Ein Nachteil des RSG zeigt sich bei der Gewährleistung der Kaltstartfähigkeit. So kann es bei hohem Startdrehmomentbedarf aufgrund von Vereisung, Verschmutzung oder Verölung des Riemens zu einem Durchrutschen desselben und damit zu Startproblemen kommen. In einem P2-Hybrid kann der Kaltstart aber alternativ über die EM bei geschlossener AK und Getriebe im Leerlauf durchgeführt werden (Kapitel 2.2.1), weshalb diese Einschränkung nur für andere Konzepte Bedeutung hat.

Da sich ein RSG ständig im Eingriff befindet, kann eine Startanforderung unabhängig vom Fahrzustand unmittelbar in ein hohes Drehmoment auf die Kurbelwelle umgesetzt werden. Auch im Fall des Change-of-Minds ist eine Umkehrung der Beschleunigungsrichtung zu jedem Zeitpunkt möglich. Der Betrieb mit dem HV-RSG verläuft dabei nahezu geräuschlos [Bas04] und es ist möglich den Motor bis auf Leerlaufdrehzahl zu beschleunigen.

Bei einem P2-Hybrid mit einem RSG entfällt der Starter-Motor samt Anlasserzahnkranz. Der RSG übernimmt im Generatorbetrieb außerdem die Funktion der Lichtmaschine. Zusätzlich wird allerdings eine LE samt Steuergerät benötigt, um den RSG mit Drehstrom versorgen und ansteuern zu können.

#### Positive Eigenschaften des Riemen-Starter-Generators:

- Flexibilität in der Positionierung im Riementrieb
- Anlasser und Lichtmaschine in einem Bauteil
- Übersetzungsverhältnis ermöglicht kleine Bauform
- Drehmomentbereitstellung ohne Verzögerung
- Höherer elektrischer Wirkungsgrad als Lichtmaschine und Anlasser
- Nahezu geräuschlos
- Hohe erreichbare Drehzahlen

- Verluste durch Drehmomentübertragung über Riementrieb
- Grenzen der Kraftübertragung über den Riemen
- Gewährleistung der Kaltstartfähigkeit
- Verschleiß
- Kosten für RSG und LE

Der Integrierte-Starter-Generator befindet sich drehfest mit dem Kurbelgehäuse des Motors verbunden konzentrisch auf der Kurbelwelle und heißt deshalb auch Kurbelwellen-Starter-Generator (KSG) (Abbildung 2-6). Durch die drehfeste Anbindung rotieren der VM und der ISG immer mit der gleichen Winkelgeschwindigkeit.

$$P = C \cdot d^2 \cdot l \cdot n \quad (2-1)$$
[illegible]

Abbildung 2-6: P2-Hybrid mit integriertem Starter-Generator



Da keine Übersetzung des Moments der EM auf die Kurbelwelle wie beim RSG und SM möglich ist, muss der ISG in einem P1 genannten Mild-Hybrid-Konzept auf das Kaltstartmoment des Motors ausgelegt werden. In einem P2-Hybrid, wie in Abbildung 2-6 gezeigt, lässt sich für den Kaltstart bei kraftfreiem Getriebe und geschlossener AK zusätzlich auch die P2-EM nutzen, um den Motor anzudrehen. Dies ermöglicht eine Auslegung des ISG nur auf das Warmstartmoment des VM, was geringere Kosten und einen reduzierten Bauraumbedarf zur Folge hat. Letzteres kann für das Packaging entscheidend sein, weil zwischen VM und AT zusätzlich auch die P2-EM und die AK Platz finden müssen.

Wie beim RSG entfallen auch beim ISG im Vergleich zum herkömmlichen Fahrzeug der Starter-Motor einschließlich Anlasserzahnkranz sowie die Lichtmaschine; ebenfalls wird allerdings eine zusätzliche LE mit Steuergerät benötigt.

#### Positive Eigenschaften des Integrierten-Starter-Generators:

- Anlasser und Lichtmaschine in einem Bauteil
- Drehmomentbereitstellung ohne Verzögerung
- Höherer elektrischer Wirkungsgrad als Lichtmaschine und Anlasser
- Nahezu geräuschlos
- Hohe erreichbare Drehzahlen
- Kaltstart kann von beiden EM zusammen ausgeführt werden
- Beschränkung der Drehmomentübertragung nur durch Betriebsstrategie und Leistungsfähigkeit des Hybridsystems

#### Negative Eigenschaften des Integrierten-Starter-Generators:

- Hoher Bauraumbedarf
- Hohe Kosten

Eine Variante des ISG, die sich bislang nur in der Konzeptphase befindet, ist der Front-ISG. Dabei soll der ISG an der Frontseite auf einer Verlängerung der Kurbelwelle mit dem Motor drehfest verbunden werden. Auf diese Weise verringert sich zwar der Bauraumbedarf zwischen VM und AT, die Unterbringung einer EM-Scheibe in den Bereich zwischen Kühlgebläse und Motor ist aber auch nur durch konstruktive Änderungen denkbar. Funktional sind keine Unterschiede gegenüber der zuvor beschriebenen Anordnung zu erwarten.

## 2.3 Einspritzung und Gemischbildung beim Start

Aufgrund der besonderen Bedingungen während des Motorstarts wird an dieser Stelle auf die Gemischbildung (Kraftstoffaufbereitung) beim Ottomotor eingegangen. Ziel der Gemischbildung ist das Herstellen eines zündfähigen Luft-Kraftstoffgemischs. Dabei wird eine vollständige Verdampfung des Kraftstoffs angestrebt, da flüssiger Kraftstoff nicht oxidiert werden kann.

Der Betrieb eines Ottomotors ist nur möglich, sofern zum Zündzeitpunkt das Luft-Kraftstoffverhältnis  $\lambda$  an der Zündkerze innerhalb der Zündgrenzen des verwendeten Kraftstoffs liegt. Die Einhaltung der Zündgrenzen ist daher vor allem beim Start das vorrangige Ziel der Kraftstoffaufbereitung. Für den Betrieb mit Benzin muss ein Bereich von  $0,8 < \lambda < 1,4$  [Hoh08] eingehalten werden.

Neben den Kraftstoffeigenschaften wird die Gemischbildung vom Druck und der Temperatur des Arbeitsgases sowie der Turbulenz im Brennraum beeinflusst, wobei hohe Drücke und Temperaturen sowie ein hoher Turbulenzgrad zu einer besseren Durchmischung führen [Hoh08] [Bas06]. Großen Einfluss hat auch die Temperatur der den Brennraum begrenzenden Wände [Pop07]. Trifft Kraftstoff auf die Zylinderwände verdampft dieser nur teilweise. Je nach Wandtemperatur lagern sich schwersiedende Kraftstoffbestandteile als Wandfilm auf der Brennraumwand ab.

Beim Kaltstart verdampfen dabei aufgrund der geringen Wandtemperatur ausschließlich leichtsiedende Anteile des Kraftstoffs, die jedoch nur ca. 20% der eingespritzten Kraftstoffmasse darstellen [Wer01]. Um dennoch eine ausreichende Menge an verdampftem Kraftstoff zur Einhaltung der Zündgrenzen zu erreichen, muss das Gemisch stark angereichert werden, weshalb ein automatischer Stopp/Start (ASS) nur bei betriebswarmem Motor sinnvoll ist.

Obwohl beim automatisierten Startvorgang (Warmstart) im Vergleich zum Kaltstart deutlich günstigere Voraussetzungen vorliegen, ist aufgrund der kaum vorhandenen Ladungsbewegungen eine Gemischanreicherung notwendig, um die Einhaltung der Zündgrenzen zu gewährleisten. Beim direkteinspritzenden Ottomotor besteht die Möglichkeit, die Gemischbildung durch Wahl eines günstigen Einspritzzeitpunktes und der Verteilung der Kraftstoffmasse auf mehrere Einspritzungen zu verbessern. Entscheidend ist hierbei der zum Zeitpunkt der Einspritzung zur Verfügung stehende Kraftstoffdruck. Bei höherem Druck kann der Kraftstoff feiner zerstäubt werden und die zur Einspritzung erforderliche Zeitspanne sinkt.

Der Kraftstoffdruck wird bei direkteinspritzenden Ottomotoren meist über eine vom Motor angetriebene Hochdruckpumpe bereitgestellt und beträgt bei derzeit verfügbaren Systemen bis zu 120 bar [Bas06]. Beim automatischen Motorstopp wird der vorhandene Kraftstoffdruck über ein Ventil allerdings allmählich abgebaut. Deshalb wird bei ASS Fahrzeugen häufig eine elektrische Hochdruckpumpe verwendet.

Beim untersuchten Motor (Kapitel 4.1.1) kommt ein strahlgeführtes Brennverfahren zum Einsatz. Dieses bietet hinsichtlich der Wandfilmbildung optimale Voraussetzungen, da der Kraftstoff durch den neben der Zündkerze platzierten Injektor über eine kurze Distanz direkt zur Zündkerze gelangt. Zur Verbesserung der Gemischbildung beim Start wird die Einspritzmenge auf zwei Einspritzungen verteilt und bei global unterstöchiometrischen Luftverhältnissen wird eine geschichtete Ladung erzeugt.

Bei Schichtladung müssen Einspritzzeitpunkt und Zündung so aufeinander abgestimmt werden, dass zum Zündzeitpunkt ein zündfähiges Gemisch an der Zündkerze vorliegt. Die Zündung kann aus diesem Grund nicht beliebig gewählt werden, sondern muss in Abhängigkeit zur Einspritzung erfolgen. Gleichzeitig ist eine frühe Einspritzung aufgrund der besseren Gemischbildung durch die Turbulenz des Einströmvorgangs von Vorteil. Erfolgt die Einspritzung bei Kolbenstellungen in der Nähe des oberen Totpunkts besteht zudem die Gefahr, dass ein hoher Anteil des Kraftstoffes an Kolbenboden und Brennraumwände gelangt [Kul04].

Die Wahl des Einspritz- und Zündzeitpunktes bei Schichtladung stellt daher einen Kompromiss zwischen einer nicht zu späten Einspritzung und einem nicht zu frühen Zündzeitpunkt dar. Daraus resultieren hohe Zylinderdrücke, die erheblich höhere Wandwärmeverluste verursachen als bei wirkungsgradoptimaler späterer Verbrennungslage. Diese kann jedoch aus den oben genannten Gründen bei diesem Verfahren nicht gewählt werden. Trotz der höheren Wandwärmeverluste ergibt sich ein Vorteil durch die geringere benötigte Kraftstoffmasse beim Startvorgang mit Schichtladung. Beim untersuchten Motor kann damit im Vergleich zu einem Motor mit einfacher Einspritzung und geringerem Kraftstoffdruck beim Warmstart die notwendige Kraftstoffmasse der ersten Arbeitsspiele deutlich reduziert werden.

## 2.4 Direktstart und Derivate

Bereits 1981 als Patent eingereicht [Gia81] hat erst der verbreitete Einsatz der Direkteinspritzung beim Benzinmotor die Forschung und Entwicklung an einem Startverfahren begünstigt, das gemeinhin als Direktstart bezeichnet wird.

Dafür wird Kraftstoff bei stehendem Motor direkt in den Brennraum des Zylinders eingespritzt und gezündet, der sich im Expansionstakt befindet. Die dabei frei werdende Energie beschleunigt den Motor und dieser startet ohne Aufbringen eines externen Moments auf die Kurbelwelle durch systemimmanente Verbrennung. Dieser Vorgang ist schematisch in Abbildung 2-7 dargestellt.

Als Hauptvorteile des Direktstarts sind zu nennen:

- Sehr kurze Startdauer
- Kein Anlassergeräusch
- Kostengünstig
- Bordnetzentlastung

Um vor dem Start denjenigen Zylinder identifizieren zu können, der sich im Expansionstakt befindet und deshalb für die erste Verbrennung in Frage kommt, muss die absolute Position der Kurbelwelle bekannt sein. Dies ist nur bei Verwendung eines Drehzahlgebers mit Rückdreherkennung möglich, da es beim Motorauslauf zum Taumeln mit mehrfacher Drehrichtungsumkehr kommen kann (Kapitel 2.1.3). Mittels eines solchen Drehzahlgebers können zudem bereits im Stillstand des Motors Einspritzung und Zündung für den ersten Arbeitstakt berechnet werden.

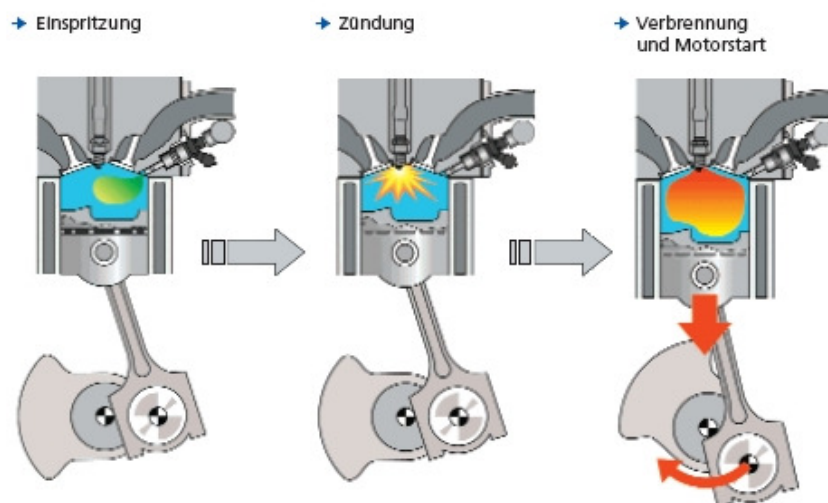


Abbildung 2-7: Startablauf beim einfachen Direktstart [Kul04]

Die bei der ersten Verbrennung frei werdende Energie muss ausreichen, um Gesamtmotorreibung und Kompressionsarbeit des in der Zündreihenfolge nächsten Zylinders zu überwinden. Nur wenn der nachfolgende Zylinder seinen oberen Totpunkt (OT) erreicht und überschreitet, kann der Motor durch die nächste Zündung weiter beschleunigt werden.

In [Sie04] werden als Hauptfaktoren für das Gelingen eines solchen einfachen Direktstarts der Startkurbelwinkel, der Restgasanteil im Startzylinder, die Gemischbildung sowie die Temperatur, das Verdichtungsverhältnis und die Steuerzeiten des Motors genannt. Diese Faktoren beeinflussen die verfügbare Energie durch die erste Verbrennung und den Umsetzungsgrad der Verbrennungsenergie in Kolbenarbeit. Wird aber der Startwinkel so gewählt, dass die im Zylinder vorhandene unkomprimierte Luftmasse bei stöchiometrischer Verbrennung energetisch für einen Starterfolg ausreicht, ergibt sich aus dem sehr späten Zündzeitpunkt ( $> 60^\circ \text{KWnZOT}$ ) ein äußerst schlechter Umsetzungsgrad, bedingt durch den sehr geringen Brennraumspitzendruck und einen deutlich verkürzten Integrationsweg des Arbeitsintegrals. Diese thermodynamischen Defizite im Umsetzungsprozess sind der Grund dafür, dass die Entwicklung des einfachen Direktstarts nicht weiter verfolgt wird.

### 2.4.1 Erweiterter Direktstart

Die Analyse des einfachen Direktstarts, bei dem die erste Zündung im Arbeitstakt erfolgt und den Motor in Vorwärtsrichtung bewegt, hat zur Entwicklung des so genannten erweiterten Direktstarts geführt (Abbildung 2-8), bei dem die erste Zündung im Kompressionstakt den Motor zur Vorverdichtung des Arbeitstaktes zunächst in Rückwärtsrichtung bewegt [Sie99].

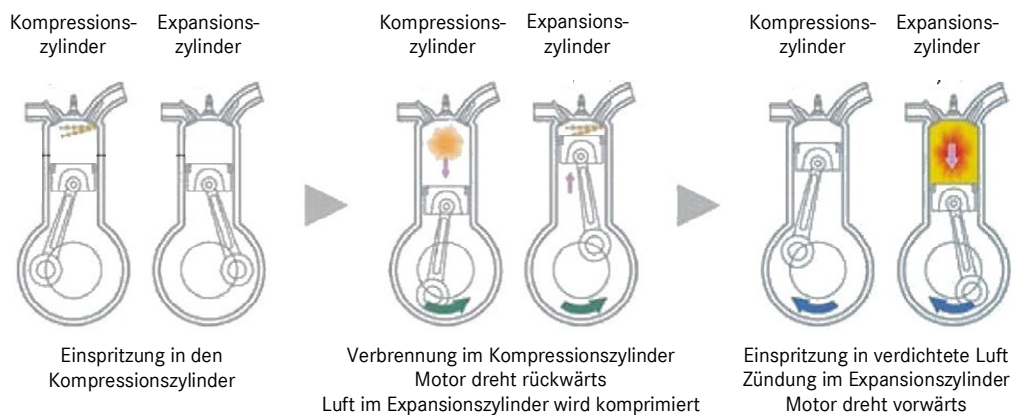


Abbildung 2-8: Erweiterter Direktstart [Bro08]

Bei dieser Form des Direktstarts handelt es sich also auch um einen Start der ausschließlich durch Steuerung der Einspritzung und Zündung realisiert wird. Im Vergleich zum einfachen Direktstart wird jedoch durch die Vorverdichtung und einen früheren Zündwinkel die erzielbare mechanische Arbeit aus der ersten Verbrennung in Vorwärtsrichtung deutlich gesteigert. Nach [Ger05] wird die indizierte Arbeit sogar um den Faktor 4 gegenüber dem einfachen Direktstart erhöht.

Für den erweiterten Direktstart ist allerdings ein anderer Aspekt kritisch: Die dritte Verbrennung (die zweite in Vorwärtsrichtung) findet in dem Zylinder statt, in dem sich größtenteils Restgas aus der ersten Verbrennung befindet und kann deshalb nur bedingt gefeuert werden. Deshalb muss die zweite Verbrennung genügend Energie freisetzen und in Kolbenarbeit umsetzen, dass die nächsten zwei folgenden Kompressionen samt Motorreibung überwunden werden. Dazu muss aber die zur Rückdrehung genutzte Verbrennung den Motor gerade so stark beschleunigen, dass der Drehrichtungsumkehrpunkt kurz vor OT des Expansionszylinders liegt, um eine möglichst hohe Vorverdichtung zu erzielen. Dreht der Motor aber über den OT hinweg, dann beschleunigt die zweite Verbrennung den Motor theoretisch weiter in die falsche Richtung und ein Richtungswechsel kann nicht erfolgen. Die Position der Kurbelwelle zu Startbeginn muss deshalb nach [Kra05] in einem engen Winkelbereich von etwa  $100^{\circ}$ - $120^{\circ}$  KWnOT liegen, der nach seinen Untersuchungen nur mittels einer zusätzlichen Positioniervorrichtung zu 100% erreicht werden kann. Das wiederum ist aus technischer und ökonomischer Sicht wenig sinnvoll.

Die Arbeit von [Kul04] stellt zudem fest, dass der Direktstart eine starke Abhängigkeit von den thermodynamischen und motorischen Randbedingungen aufweist. Ein 100%iger Starterfolg könne selbst in einem eng gefassten Fenster um die rechnerischen Idealbedingungen nicht sichergestellt werden, weil insbesondere die Gemischbildung wegen unzureichender Luft-Kraftstoff-Vermischung bei den sehr niedrigen Drehzahlen ungenügend sei. Kommt es aber zu einem Fehlstart, dann befindet sich Restgas in den Startzylindern und ein weiterer Startversuch wäre ebenfalls nicht erfolgreich. Kramer folgert deshalb über den Einsatz des Direktstarts in Ausblick seiner Dissertation wie folgt:

„In Anbetracht der sehr eingeschränkten Applizierbarkeit und der erforderlichen Kompromisse bei Applikation des Direktstarts an ein Motorkonzept [...] können einem reinen Direktstartkonzept keine großen Chancen eingeräumt werden, jemals den Weg in die Serienproduktion zu finden.“ [Kra05, Seite 265]

### 2.4.2 Unterstützter Direktstart

Abgesehen von der Eventualität eines Fehlstarts selbst bei Idealbedingungen gibt es weitere Gründe, die einen erfolgreichen Direktstart unmöglich machen und deshalb die ausschließliche Verwendung eines solchen Startsystems im Fahrzeug verbieten:

- Die sich bei einem Kaltstart weiter verschlechternden Bedingungen für die Gemischbildung (Kraftstoffverdampfung, Durchmischung von Kraftstoff und Frischluft) und die erhöhte Zündunwilligkeit sowie Motorreibung lassen keinen reinen Direktstart mehr zu.
- Selbst wenn der geforderte sehr enge Startkurbelwellenwinkelbereich durch Beeinflussung des Motorauslaufs eingestellt würde, könnte dieser bei ausgeschaltetem Motor aber eingelegtem Gang wieder verlassen werden und müsste durch eine aktive Positionierung vor dem nächsten Startversuch erneut hergestellt werden.
- Kommt es zum Abwürgen des Motors durch den Fahrer, lässt sich der Startkurbelwellenwinkelbereich nicht verlässlich einstellen. Selbst mit aktiver Positionierung wäre ein folgender Direktstart u. U. nicht möglich, weil sich durch die unzureichende Spülphase Restgase im startrelevanten Zylinder befinden könnten.
- Nach [Kra05] kann ein erfolgreicher Direktstart außerdem bei Kühlmitteltemperaturen über 100°C oder Umgebungsdrücken unter 1bar (wie z.B. ab 1000 m Höhe) nicht garantiert werden.

Es sei an dieser Stelle noch einmal darauf hingewiesen, dass jeder missglückte Startversuch den Antriebsstrang auch für weitere Versuche startunfähig macht und der Fahrer auf externe Hilfe zum Starten des Motors angewiesen wäre.

Auf eine Andrehunterstützung des an sich viel versprechenden Konzepts „Direktstart“ kann also nicht verzichtet werden [Kul04][Kra05][Alt05][Lau05]. Durch das Aufbringen externer Energie auf die Kurbelwelle ist dieser über den OT des startrelevanten Zylinders zu bewegen. Der weitere Drehzahlhochlauf des Motors kann dann allein durch Verbrennungsenergie erfolgen.

Welches System dieses initiale Andrehen des Motors bewirkt, muss im Zusammenhang des Gesamtantriebsstranglayouts entschieden werden. Soll ein bestehendes Fahrzeug mit einem Stopp-/Startsystem ausgestattet werden, bietet sich der konventionelle Starter-Motor an, der über Jahrzehnte erprobt

und kostenoptimiert wurde. Für den Stopp-/Start-Einsatz ergeben sich allerdings neue Anforderungen an den Anlasser bezüglich Lebensdauer und Geräusch sowie an seine Funktionsweise (s. Kapitel 5.6).

Auch wenn diese Arbeit ihren Fokus auf die Wahl einer Starteinrichtung für ein P2-Konzept legt, sind alle Ausführungen in Kapitel 5 deshalb auch für Fahrzeuge ohne P2-EM gültig. Es ist sogar anzunehmen, dass der untersuchte starterunterstützte Direktstart in konventionellen Fahrzeugen seinen ersten Einsatz und seine größere Verbreitung finden wird.

Neben dem Anlasser kann auch ein Starter-Generator (im Riemen oder integriert auf der Kurbelwelle) den Direktstart einleiten. In diesem Fall wird aber typischerweise nicht nach Überwinden des ersten OTs die Unterstützung abgebrochen, sondern bis mindestens zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl fortgesetzt um die Startdauer weiter zu reduzieren.

Im speziellen Fall des P2-Hybrids lässt sich der Direktstart auch durch gezieltes Schließen der Anfahrkupplung initiieren. Diese Anreiß-Technik ist dem in Kapitel 2.2.1 beschriebenen Schwungstart sehr ähnlich und birgt auch die dort beschriebenen Herausforderungen.

## **2.5 Starter-Generator-Start**

Als Starter-Generator-Start (SG-Start) wird das Starten des Verbrennungsmotors mit einem RSG, einem ISG oder einer P2-EM bei geschlossener AK bezeichnet. Die Besonderheit bei einem SG-Start gegenüber einem Direktstart liegt darin, dass abhängig von der Startanforderung bzw. vom Startziel der Startablauf beeinflusst werden kann.

Unter der Annahme, dass es dem SG möglich ist, den VM rein elektrisch auf Leerlaufdrehzahl zu beschleunigen, ergeben sich große Freiheiten bezüglich Einspritzbeginn, Drosselklappenstrategie und Zündwinkelverstellung während des Hochlaufs. Die beiden denkbaren Extremfälle werden im Folgenden kurz beschrieben. Die Parallelarbeit von Dipl.-Ing. Sören Müller [Mue09] untersucht und analysiert die verschiedenen Möglichkeiten des SG-Starts im Detail. Seine Ergebnisse werden im Kapitel 6 zusammengefasst wiedergegeben und bilden die Grundlage für den Vergleich von starterunterstütztem Direktstart und SG-Start im Kapitel 7.



### **2.5.1 Drehzahlgeführter Start**

Beim drehzahlgeführten Start hat der Komfort höchste Priorität. Auslöser für einen solchen Start ist typischerweise nicht der Fahrer sondern ein Fahrzeugsystem, d.h. die Startdauer (Zeit vom Auslösen des Starts bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl) steht hinter der Unmerklichkeit des Vorgangs zurück.

Bevor der VM zugeschaltet wird, beschleunigt der SG diesen auf Leerlaufdrehzahl. Während dieses rein elektrischen Hochlaufs kann das Saugrohr durch Schließen der Drosselklappe evakuiert werden, um dann die ersten Verbrennungen mit sehr geringer Einspritzmenge und spätem Zündzeitpunkt einzuleiten. Dadurch wird ein Drehzahlüberschwingen durch das einsetzende Verbrennungsmoment weitgehend vermieden. Die leichte Drehzahlschwankung kann zusätzlich vom SG abgebremst und damit vollständig eliminiert werden.

### **2.5.2 Drehmomentgeführter Start**

Beim drehmomentgeführten Start hat die Erfüllung des Fahrerwunsches nach Vortrieb höchste Priorität. Der Fahrer als Auslöser dieses Starts erwartet wie von einem Fahrzeug ohne Stopp-/Startsystem die unmittelbare Verfügbarkeit von Drehmoment. D.h., die Zeit für den gesamten Startvorgang (Zeit gemessen von Vortriebwunsch bis Drehmomentverfügbarkeit) muss minimal sein, während das Zuschalten des VM merklich sein darf, solange es subjektiv dem Vortrieb dient.

Für diese Startart liefert der SG deshalb maximale Unterstützung während des gesamten Motorhochlaufs und liefert je nach Auslegung des Systems auch darüber hinaus Drehmoment auf die Kurbelwelle (boosten). Der VM erhält die Einspritzfreigabe bei voll geöffneter Drosselklappe bereits für den ersten Zylinder, der in die Kompression geht. Nachdem der sichere Motorlauf erkannt ist, was typischerweise schon vor Erreichen der Leerlaufdrehzahl stattfindet, wird die Drosselklappe je nach Fahrervorgabe gestellt und das gewünschte Drehmoment am Getriebeeingang zur Verfügung gestellt.



## Kapitel 3

### Umfang und Ziel dieser Arbeit

Die Hybrid-Fahrzeugentwicklung wird in den nächsten Jahren weiter an Bedeutung gewinnen und es sind Serienfahrzeuge mit einem Hybrid-Layout zu erwarten, bei denen die E-Maschine über eine Kupplung vom Verbrennungsmotor getrennt werden kann. In einem solchen Konzept stellt das Wiederstarten des Verbrennungsmotors aus dem Stillstand bzw. der E-Fahrt eine besondere Herausforderung dar. Zunächst müssen alle geeigneten Starteinrichtungen analysiert werden, um daraus anschließend eine auswählen zu können.

Geeignet ist eine solche Starteinrichtung, wenn sie alle Kriterien der Bewertungskategorien Fahrtwunscherfüllung, Komfort, Robustheit, Aufwand und Emissionen erfüllt. Ausgewählt wird sie, wenn sie die Kriterien im Vergleich mit anderen geeigneten Starteinrichtungen bestmöglich erfüllt.

Das Ziel dieser Arbeit umfasst deshalb, das Für und Wider der möglichen Starteinrichtungen zu analysieren und im Detail für den Hybrid-Einsatz zu optimieren und schließlich anhand eines umfangreichen Vergleichs eine Empfehlung für die Auswahl auszusprechen.

Der Umfang dieser Arbeit orientiert sich an den Möglichkeiten des parallel aufgebauten Motorenprüfstands und am Prüfauftrag der Daimler AG. Im Einzelnen ergeben sich daraus die folgenden Eingrenzungen des Inhalts:

- Es wird nur der Wiederstart aus dem automatischen Stopp bei betriebswarmem Motor betrachtet. Die Kaltstartfähigkeit der betrachteten Konzepte ist aber sichergestellt und jeweils in den Unterkapiteln von Kapitel 2.2 erwähnt.

- Der starterunterstützte Direktstart wird an einem direkteinspritzenden Vierzylinder-Ottomotor untersucht. Die Übertragbarkeit auf andere DI-Motoren sollte im Prinzip gegeben sein. Die Möglichkeiten eines schnellen Wiederstarts beim Dieselmotor werden in der Arbeit von Gerhard [Ger09] untersucht, die ebenfalls am Institut Verbrennungskraftmaschinen angefertigt wurde. Die Darstellung und Untersuchung eines für den ASS-Betrieb optimierten Starts für einen saugrohreinspritzenden Ottomotor wird nicht berücksichtigt.
- Der Schwungstart aus der E-Fahrt durch gezieltes Schließen der Anfahrkupplung wurde am Prüfstand nicht umgesetzt, da dies nicht zum Umfang des Prüfauftrags der Daimler AG gehörte.
- Der Wiederstart mittels eines zusätzlichen mit dem Verbrennungsmotor drehfest verbundenen E-Motors beschränkt sich auf seine Funktion als Starteinrichtung. Welchen weiteren Zusatznutzen ein ISG in einem P2-Hybrid hat, wird nicht bewertet.
- Der Fokus der Simulation des Startvorgangs liegt nicht auf der Offline-Optimierung des Direktstarts bezüglich der Verbrennung bzw. der Steuerzeiten. Das Modell liefert vielmehr wertvolle Informationen zur Robustheit des Systems, die am Prüfstand nicht gemessen werden können. Dazu gehört insbesondere die Tatsache, dass für Parameterstudien am Modell immer die exakt gleichen Randbedingungen eingestellt und Phänomene unabhängig voneinander betrachtet werden können.

Analysiert und simuliert wird im Folgenden der als Quick Start bezeichnete anlassergestützte Direktstart, woraus sich die Unterscheidung nach einem Slow und einem Fast Quick Start ergibt.

Die komplementären Untersuchungen zum als Hybrid Start definierten Starter-Generator-Start finden sich in der Parallelarbeit von Müller [Mue09], der die Begriffe Idle Speed Request und Torque Request Hybrid Start einführt.

Alle Ergebnisse zu den Startarten werden am Ende dieser Arbeit ausführlich verglichen und in ihren Eigenschaften eingeschätzt, so dass auf dieser Basis abschließend eine differenzierte Empfehlung abgegeben werden kann.

## Kapitel 4

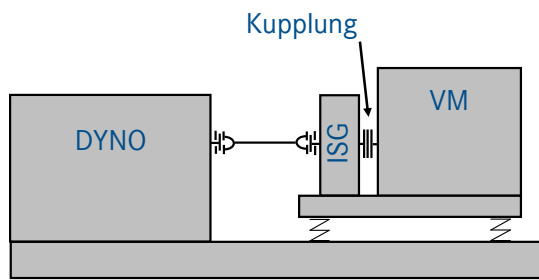
### Motorenprüfstand und Motormodellbildung

Die experimentellen Untersuchungen und Ergebnisse zum anlassergestützten Direktstart (Kapitel 5) und zum SG-Start (Kapitel 6) sind an einem Voll-Motorenprüfstand an der Technischen Universität Darmstadt, Institut für Verbrennungskraftmaschinen, durchgeführt worden.

Entscheidend für die Vergleichbarkeit der beiden untersuchten Startarten ist ihre Implementierung an demselben Prüfstand. Die Anbindung des ISG an den VM wurde deshalb so konstruiert, dass der Anlasserzahnkranz weiterhin genutzt werden kann (Kapitel 4.1.2). Auf diese Weise kann der anlassergestützte Direktstart ohne Umbau direkt mit dem SG-Start verglichen werden.

Da die Verbrennungsvorgänge insbesondere während des stark instationären Motorhochlaufs statistischen Schwankungen unterliegen, die nicht gezielt reproduzierbar und nur bedingt steuerbar sind, aber dennoch einen merklichen Einfluss auf den Motorhochlauf haben, wurde parallel zu den Versuchen am Prüfstand ein Simulationsmodell des Motors aufgebaut. Durch die Modellierung des Startvorgangs war es möglich den Einfluss des Startwinkels auf die Bewertungskriterien genau zu untersuchen (Kapitel 5.3) und durch die Variation einzelner Parameter die Robustheit des Startablaufs zu analysieren (Kapitel 5.5).

Im ersten Abschnitt dieses Kapitels werden der Prüfstandsaufbau und die verwendete Messtechnik beschrieben sowie die Kommunikation der eingesetzten Applikationssysteme mit den Komponenten erläutert. Außerdem werden Ergebnisse zu grundmotorischen Untersuchungen vorgestellt, die für die Modellparametrierung benötigt werden. Der zweite Abschnitt zeigt die Modellbildung des Versuchsmotors im Detail und geht auf die Besonderheiten der Simulation des Motorstarts ein.

VM:

- 4-Zyl. Benzin DE
- $V_H = 1796 \text{ cm}^3$
- $P = 127 \text{ kW}$
- $\varepsilon = 9.78$

ISG:

- $P_{\text{Mot, max}} = 15 \text{ kW}$
- $P_{\text{Gen, max}} = 20 \text{ kW}$
- $U = 120 \text{ V (DC)}$
- $M_{\text{max}} = 210 \text{ Nm}$



Abbildung 4-1: Prüfstands Aufbau

## 4.1 Motorenprüfstand

Bei dem zur Vermessung aufgebauten Prüfstand handelt es sich um einen klassischen Motorenprüfstand mit Leistungsbremse, welche über ein Prüfstandsautomatisierungssystem angesteuert wird. Für die Kühlung der Betriebsstoffe sind Wasser-Wärmetauscher installiert worden.

Die für alle Versuche eingesetzten Komponenten des in Abbildung 4-1 gezeigten Hybrid-Motorenprüfstands sind:

- Vierzylinder-Reihenmotor, Benzin, Direkteinspritzung (DE)
- ISG aus Serienfahrzeug Mercedes-Benz S400 Hybrid
- Leistungselektronik aus Serienfahrzeug Mercedes-Benz S400 Hybrid
- Spezialkonstruktion zur Anbindung des ISG an den VM
- Aggregatekoordination zwischen Motorsteuergerät (MSG) und LE
- Asynchronleistungsbremse der AVL List GmbH
- Prüfstandsautomatisierungssystem Puma Open (AVL List GmbH)
- Batteriesimulator als Gleichstrom-Quelle (in der Abb. nicht sichtbar)

### 4.1.1 Versuchsmotor

Als Versuchsmotor diente ein Vierzylinder-Reihenmotor mit Benzin-Direkteinspritzung (strahlgeführt) der Mercedes-Benz AG. Die wichtigsten Merkmale und technischen Daten können der Tabelle 4-1 entnommen werden.

Bauart	Vierzylinder-Reihenmotor	Ventile pro Zylinder	4
Brennverfahren	Otto-DE homogen	Ventiltrieb	DOHC
Bohrung x Hub	82 mm x 85 mm	Einlassventil - Ø	27 mm
Hubraum	1796 cm <sup>3</sup>	Auslassventil - Ø	23 mm
Pleuellänge	158 mm	Einlass öffnet	24°KWvLOT
Max. Leistung	127 kW bei 6000 U/min	Einlass schließt	86°KWnLUT
Max. Drehmoment	257 Nm bei 3000 U/min	Auslass öffnet	82°KWvZUT
Verdichtung	1:9,78	Auslass schließt	38°KWnLOT

Tabelle 4-1: Technische Daten des Versuchsmotors

Als Motorlager wurden die Lager verwendet, die auch im Serieneinsatz Verwendung finden, um die auftretenden Vibrationen zum Fahrzeug vergleichbar aufnehmen zu können.

Für die durchgeführten Untersuchungen wurde der Motor ausschließlich homogen betrieben. Die Möglichkeit einer Mehrfacheinspritzung wurde also nicht genutzt, um die Versuchsparameter in einem vertretbaren Rahmen zu halten. Es ist aber möglich den Start teilhomogen geschichtet durchzuführen und dadurch eine bessere Durchbrennung mit höherer Umsatzrate bei geringerer Einspritzmenge zu erzielen.

Die Nummerierung der Zylinder erfolgt in dieser Arbeit stets in der Motormechanik üblichen Zählweise, die nicht der Zündreihenfolge entspricht. Mit Zylinder 1 als der dem Getriebe abgewandte Zylinder lautet diese: 1 – 3 – 4 – 2.

#### 4.1.2 Prüfstands Aufbau

Der Prüfstand ist mit folgender Messtechnik ausgerüstet, wobei eine Übersicht der Temperatur- und Druckmessstellen zusätzlich im Anhang A zu finden ist:

- Piezoelektrische Sensoren zur Druckindizierung auf allen 4 Zylindern
- Thermoelemente, Drucksensoren
- Strom-, Spannungsmesstechnik
- Vibrationsmesstechnik
- Drehmoment-Messung
- Prüfstandsseitige Kurbelwellenpositionserfassung

Die mechanische und elektrische Anbindung des ISG sowie die verwendeten Applikationssysteme und deren automatisierte Kommunikation sind in der Parallelarbeit [Mül09] in den Kapiteln 5.1.1 „Mechanische Anbindung des ISGs“, 5.1.2 „Hochvoltspannungsversorgung“ und 5.1.3 „Steuerung von EM und VKM“ beschrieben. In dieser Arbeit wird die Anbindung des ISG und die Aggregatekoordination deshalb nur im Anhang A „Details zum Prüfstand“ gezeigt.

Zur Erfassung der Aggregatevibration sind drei Linearpotenziometer und drei Beschleunigungsaufnehmer am in Fahrtrichtung linken Motorhauptlager installiert. Dabei weist [Mül09] nach, dass beide Messprinzipien (Spannungsteiler zur Messung der Bewegung und seismische Masse zur Messung der Beschleunigung – zweifach integriert) zu den gleichen, plausiblen Messergebnissen führen [Mue09, Kapitel 5.1.4].

#### 4.1.3 Reibungsuntersuchung

Die mechanische Reibung des Gesamtmotors ist eine wichtige Einflussgröße auf den Motorstart. Sie wurde eingehend untersucht, weil sie direkt das von der Starteinrichtung aufzubringende Drehmoment beeinflusst. Von Interesse war dabei insbesondere der Motorhochlauf bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl ( $n < 750 \text{ U/min}$ ) und damit auch der Bereich der Eigenfrequenzen des Motors (Kapitel 2.1.4). An einem herkömmlichen Prüfstand ließe die dabei auftretende enorme mechanische Belastung der Prüfstandswelle diese Untersuchungen nicht zu. Der besondere Aufbau des Prüfstands mit dem ISG als Motor direkt am VM aber ermöglichte, auch Reibmomente im Bereich der Eigenfrequenzen des Motors zu messen.

Nach der Theorie von Stribeck [Str03] durchfährt eine hydrodynamisch geschmierte Gleitpaarung beim Hochfahren verschiedene Reibzustände. Sobald die Haftreibung überwunden ist, fällt die Reibungszahl  $\mu$  stark ab, bis ihr Minimum im Mischreibungsgebiet erreicht ist. In Richtung höher werdender Gleitgeschwindigkeit steigt der Reibwert nun wieder kontinuierlich an, weil sich durch die Relativbewegung ein Druck im Schmierfilm durch die Scherströmung und die Verdrängung des viskosen Mediums aus dem Schmierpalt aufbaut. Ab dem Ausklinkpunkt, welcher zwischen Misch- und Flüssigkeitsreibung liegt, ist der Schmierfilm soweit ausgeprägt, dass die Reibpartner vollständig voneinander getrennt sind.

Das Moment zum Überwinden der Haftreibung des VM wird auch als Losbrechmoment bezeichnet. Zur Ermittlung dieses Moments wurden zahlreiche Versuche mit einem Drehmomentschlüssel am betriebswarmen Motor aus verschiedenen definierten KW-Positionen durchgeführt [Haf08]. Es zeigt sich eine deutliche Abhängigkeit von der Startwinkelposition, die sich aus dem veränderlichen Anteil der Kolbenreibung ergibt. Das durchschnittliche Losbrechmoment über alle Messungen hinweg liegt bei 27 Nm.

In Buhl [Buh04] werden die verschiedenen Verfahren zur Messung der Reibleistung ausführlich beschrieben und bewertet. Zur Ermittlung der Reibungsverluste des Gesamtmotors wurde in dieser Arbeit das Messverfahren der Zylinder-



druckindizierung angewandt, das sich in der Praxis gegenüber den anderen Verfahren durchgesetzt hat [Fis00]. Die Indizierung bietet hierbei die Möglichkeit sowohl im gefeuerten als auch im geschleppten Motorbetrieb das Reibmoment zu bestimmen. In den folgenden Untersuchungen wurde ausschließlich die Schleppindizierung angewandt, die zur Bestimmung der Grundreibung des Motors nach Hohenberg [Hoh94] deutliche Vorteile bietet.

Auf die Reibungsverluste des Gesamtmotors haben die Betriebsvariablen Motordrehzahl, Zuführtemperaturen von Schmier- und Kühlmittel sowie die Motorlast Einfluss. Fischer [Fis00] weist nach, dass die Motorlast gegenüber den anderen beiden Einflussparametern eine untergeordnete Rolle aufweist. Da für den automatischen Stopp/Start ein betriebswarmer Motor vorausgesetzt wird, sind die Reibungsversuche nur in einem engen Temperaturfenster von  $\pm 5^\circ\text{C}$  um den Sollwert der Kühlwassertemperatur von  $80^\circ\text{C}$  durchgeführt worden.

Die Bestimmung der Reibungsverluste im startrelevanten niedrigen Drehzahlbereich bis etwa  $n = 1500 \text{ U/min}$  wird durch das drehmomentgeregelte Schleppen des VM bei deaktivierter Zündung und Einspritzung durch den ISG und eine gleichzeitige Indizierung ermöglicht. Hierzu wurde die Elastikwelle zwischen ISG und Prüfstandsbremse ausgebaut [Mül09].

Aus den gemessenen indizierten Mitteldrücken  $p_{mi}$  der vier Zylinder bei jeweils konstantem Schleppmoment  $M_s$  des ISG errechnet sich mit

$$M_I = \frac{p_{mi} \cdot V_H \cdot i}{2 \cdot \pi} \quad (4-1)$$

das indizierte Moment  $M_I$  und daraus über

$$M_R = M_s - M_I \quad (4-2)$$

das Reibmoment  $M_R$  des Gesamtmotors.

In Abbildung 4-2 sind die Ergebnisse aus mehreren Messungen zum Reibmomentverlauf dargestellt, wobei das Reibmoment in guter Näherung quadratisch mit der Drehzahl steigt. Im Bereich der für den Start relevanten Drehzahlen ist zu beobachten, dass nach Überwinden des mittleren Losbrechmoments von gemessenen 27 Nm ein fast konstantes Reibmoment von etwa 10,5 Nm anliegt (s. a. Kapitel 5.2 in [Mue09]).

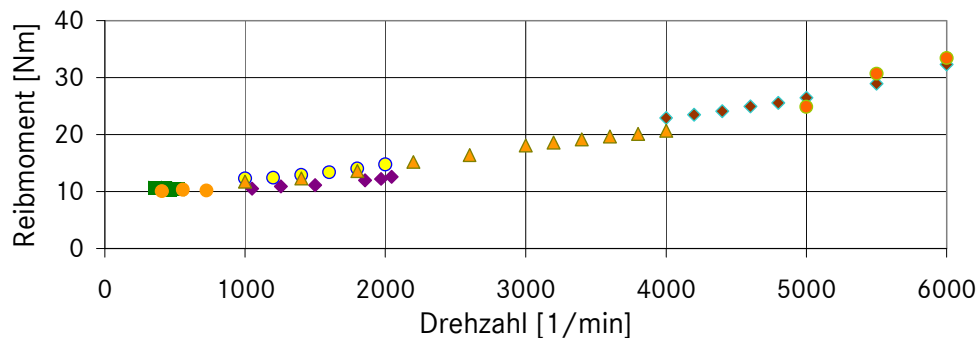


Abbildung 4-2: Reibmomentverlauf des Verbrennungsmotors

#### 4.1.4 Starterstromaufnahme

Die erste Phase des starterunterstützten Starts wird durch das vom Anlasser auf die Kurbelwelle übertragende Drehmoment bestimmt. Der treibenden Kraft des Startermoments wirken wechselnde Drücke in den Zylindern entgegen, so dass sich eine Drehzahlunförmigkeit ergibt, die sich im Verlauf des Starterstroms widerspiegelt. Dieser steigt mit fallender bzw. fällt mit steigender Rotordrehzahl aufgrund des in der Ankerwicklung gegeninduzierten Stroms. Um dieses Verhalten im Modell abbilden zu können, sind Messreihen zur Starterstromaufnahme bei verschiedenen Startwinkeln aufgenommen worden.

In Abbildung 4-3 sind zur Veranschaulichung exemplarisch die Drehzahl- und Stromverläufe über fortlaufendem Kurbelwellenwinkel aus fünf verschiedenen Startpositionen dargestellt. Dabei handelt es sich bis auf eine Messung um konventionelle Anlasserstarts, bei denen die erste Verbrennung erst nach erfolgter Synchronisation erfolgt (Kapitel 2.1.3 und 5.1). Für die Messung aus der Startposition  $65^\circ \text{KWvZOT}$  wurden die Einspritzung und Zündung ausgeblendet, um auch für diesen Fall die Stromaufnahme zu analysieren.

Für alle Messungen ergeben sich Kurzschlussströme von über 600 A, die ab dem Moment des Losbrechens stark abfallen. Wie erwartet verhält sich der Stromverlauf gegenläufig zur Drehzahl des SM, die wie aus Abbildung 4-3 ersichtlich aufgrund des Freilaufs nicht während der gesamten Eingriffszeit der VM Drehzahl entspricht: Im eingekreisten Bereich überholt der VM in der Expansion den SM, dessen Drehzahl (zu erkennen am Strom) noch weiter steigt während der Motor schon wieder durch die folgende Kompression abgebremst wird. Beim Wiedereintritt des SM kurz vor OT stößt die beschleunigende Startermasse auf die verzögernde Kurbelwelle. Durch dieses plötzliche Blockieren des Freilaufs und dem damit verbundenen Stoß auf die Verzahnung sind die hochfrequenten Drehzahlschwankungen im Bereich der OTs zu erklären.

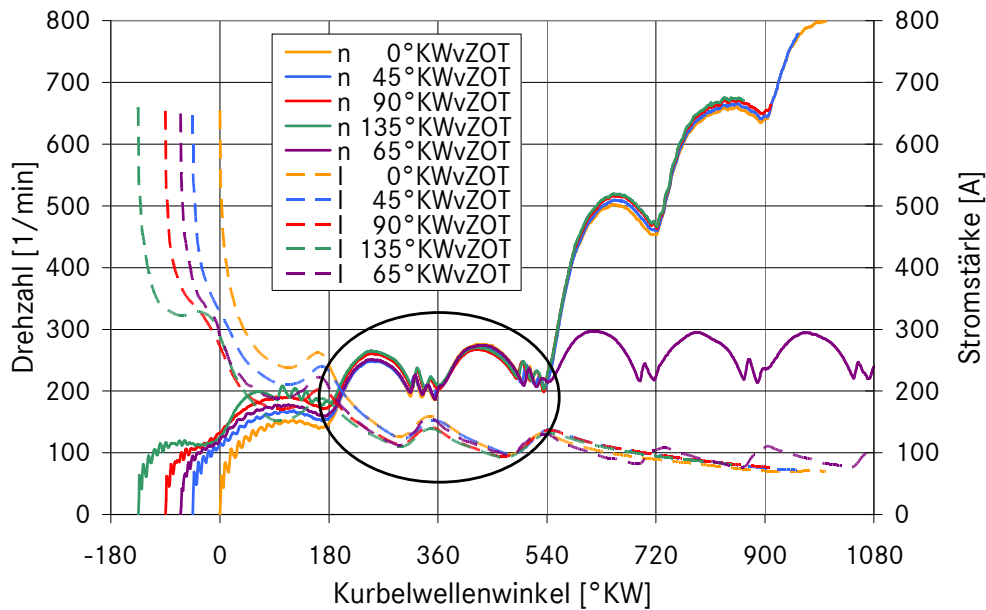


Abbildung 4-3: Starterstromaufnahme aus verschiedenen Startwinkeln

#### 4.1.5 Leakage und Temperatur nach Motorstopp

Für den Wiederstart ist die Kenntnis und Berücksichtigung des Gaszustands im Zylinder der ersten Verbrennung von besonderer Bedeutung. Die Temperatur der Zylinderfüllung kann von der Kühlwassertemperatur und der Zylinderdruck kann vom Umgebungsdruck signifikant abweichen, falls die Stoppdauer sehr kurz war. Deshalb wurden der zeitliche Verlauf des Druckabbaus durch Leakage und die Temperaturabnahme durch Wandwärmeverluste in verschiedenen Messreihen aufgenommen und untersucht.

Zur Messung des Absolutdruckverlaufs nach Motorstillstand sind Drucksensoren der Firma Keller (Modell PAA-21) verwendet worden, die einen Druckbereich von 0 bis 20 bar Überdruck abdecken und somit nur anstelle der Zündkerze im Schleppbetrieb verwendet werden können. Hunderte von Auslaufversuchen (vgl. Kapitel 5.4) haben gezeigt, dass der Prüfstandsmotor mit maximal

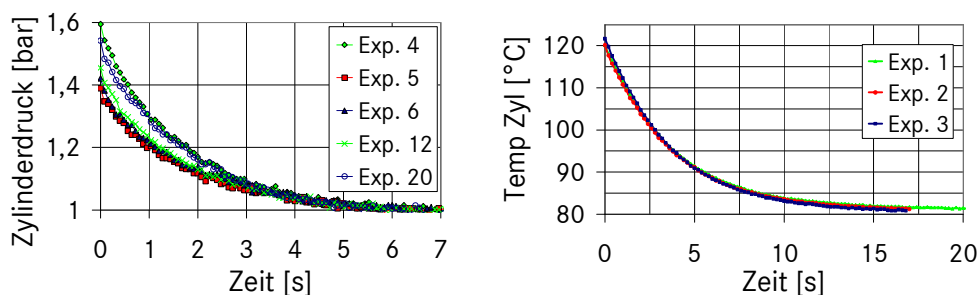


Abbildung 4-4: Temperatur und Druck im Zylinder nach Motorstopp

0,6 bar Überdruck zum Stehen kommt. Dieser Überdruck im Zylinder wird wie in Abbildung 4-4 gezeigt innerhalb von 4 bis 6 Sekunden abgebaut.

Für die Temperaturmessung im Brennraum wurde ein PT100-Element genutzt, welches über einen Adapter anstelle der Zündkerze eingebaut wurde. Im Schleppbetrieb bei Leerlaufdrehzahl stellt sich ausgehend von einem betriebswarmen Motor aufgrund der Kompressionsenergie und der Reibung eine Temperatur von etwa 120°C im Brennraum ein. Diese Übertemperatur fällt wie in Abbildung 4-4 gezeigt innerhalb von ca. 10 Sekunden auf das Niveau des Kühlwassers (80°C) ab.

#### 4.1.6 Heizverläufe der ersten Verbrennungen

Die aus den gemessenen Druckverläufen des Versuchsmotors mittels der Indiziersoftware IndiCom berechneten Heizverläufe berücksichtigen die in eine Drucksteigerung umgesetzte und in Form von innerer Energie im Gas zwischengespeicherte Kraftstoffenergie. Die aus dem Heizverlauf bestimmte Wärmemenge ist somit um die Wandwärmeverluste und die Leckageverlustwärme geringer als die tatsächlich zugeführte Energiemenge, die dem Brennverlauf entspricht. Der Heizverlauf gibt trotz Vernachlässigung der hauptsächlich aus dem Wandwärmeverlust bestehenden, zusätzlich zuzuführenden Verlustenergie wichtige Anhaltspunkte zum Ablauf der Verbrennung, da die Form des Brennverlaufs nicht signifikant von der des Heizverlaufs abweicht [DoI06].

Die Heizverläufe für die ersten drei Arbeitsspiele (ASP) mit Verbrennung bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl sind für vier konventionelle Anlasserstarts in Abbildung 4-5 dargestellt. Darin sind Starts aus annähernd gleicher Position gezeigt, deren erste Verbrennungen im zweiten Zylinder aber trotzdem deutlich unterschiedliche Heizverläufe aufzeigen. Erklärt werden kann dies nur mit stochastischen Verbrennungsschwankungen bei sehr geringer Drehzahl, da die offensichtlichen Randbedingungen gleich sind. Dies bekräftigen die in Anhang B gezeigten Drehzahlverläufe dieser Messungen, aus denen hervorgeht, dass die Drehzahlen bei Verbrennungsbeginn jeweils nahezu identisch sind.

In den exemplarisch gezeigten Heizverläufen ist trotz der Unschärfe in der ersten Verbrennung zu sehen, dass der Zündzeitpunkt während des Starts von 5°KWvZOT bis 2°KWvZOT leicht zurückgenommen wird, um ein Überspringen über die Leerlaufdrehzahl bereits präventiv etwas zu verringern. Die Heizverläufe der vierten Verbrennungen werden deshalb hier nicht gezeigt, da aufgrund der Leerlaufregelung bereits die Spätverstellung des Zündzeitpunktes sowie das Schließen der Drosselklappe greifen und eine Darstellung die Übersichtlichkeit stark einschränken würde.

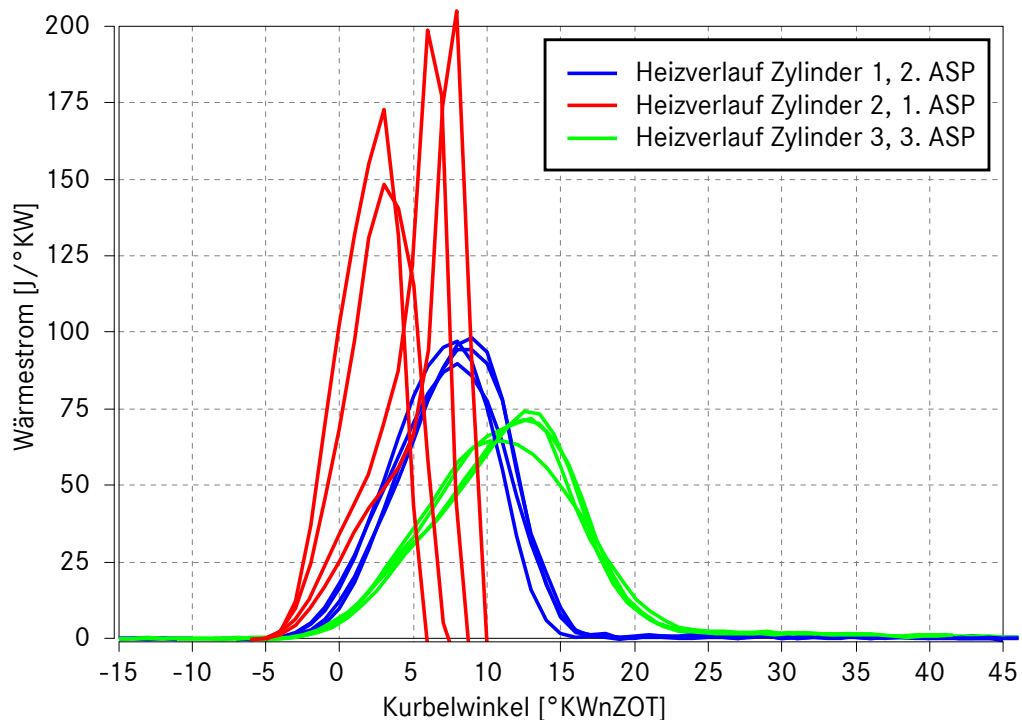


Abbildung 4-5: Heizverläufe konventioneller Anlasserstarts

Die gezeigten Unterschiede trotz gleicher Rahmenbedingungen sind für den Startvorgang charakteristisch. Dies liegt in besonderem Maße an der geringen Ladungsbewegung und der dadurch erschwerten Gemischbildung bei niedrigen Drehzahlen (Kapitel 2.3). Eine ausschließlich am Prüfstand durchgeführte Analyse der Einflussparameter auf den Starterfolg ist somit nur bedingt möglich.

## 4.2 Modellierung des Verbrennungsmotors

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Simulationsmodell des untersuchten Verbrennungsmotors erstellt, um den Einfluss einzelner Startbedingungen sowie Konstruktions- und Applikationsparameter selektiv erfassen und quantifizieren zu können. Dadurch konnte der Aufwand an experimentellen Untersuchungen deutlich reduziert werden und eine tiefergehende Analyse der Einflussgrößen wurde ermöglicht. Der Schwerpunkt des Modells lag dabei auf dem instationären und größtenteils kennfeldbasierten Motorhochlauf, woraus sich besondere Herausforderungen ergaben. Neben der Modellierung des Verbrennungsmotors hinsichtlich der Reibung sowie der Beschreibung der Massen- und Wärmeströme, der Zylinderladung und der Verbrennung, sind das Motorträgheitsmoment, die Änderung der Massenströme und die Vorgaben durch das Motorsteuergerät zu berücksichtigen. Bei der Modellbildung wurde weitgehend von physikalisch basierten Ansätzen ausgegangen, was durch die Wahl der Simulationsumgebung Modelica/Dymola begünstigt wurde.

Zusätzlich zu den Konstruktionsgrößen wie den geometrischen Daten, den Steuerzeiten und dem Verdichtungsverhältnis gehen eine Vielzahl von Betriebsgrößen wie die Motortemperatur, der Drosselklappenwinkel, die Einspritzmenge und der Zündzeitpunkt in die Modellberechnung ein. Zur Parametrierung der Reibung, der Leckage und des Ersatzbrennverlaufs wurden entsprechende Messungen durchgeführt (Kapitel 4.1). Die Modellierung des Gaspfads folgt der Theorie der Füll- und Entleermethode und die Simulation der Verbrennung erfolgt nulldimensional, d.h. keine örtliche Variabilität der Größen [Mer06] [Pis02]. Die Implementierung und Modellkalibrierung wurde dabei durch drei Diplomarbeiten unterstützt.

#### 4.2.1 Motorgeometrie und –mechanik

Alle Daten zur Motorgeometrie bis hin zur Nockenform sind den intern verfügbaren Konstruktionsdaten des Prüfstandsmotors entnommen worden. Die Motormechanik beruht auf den hinlänglich bekannten Gleichungen zur Kurbelwellenkinematik und der Kräfte und Momente im Motor, die z.B. in [Hoh08], [Pis02] oder [Dub07] nachgelesen werden können und hier aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht aufgeführt werden. Auf Besonderheiten in der Modellierung wird hier und im Folgenden hingegen eingegangen:

- Das Modell besteht aus vier identisch aufgebauten Zylindern, die sich nur durch deren Position auf der Kurbelwelle unterscheiden, wodurch auch die Zündreihenfolge festlegt wird.
- Der Einfluss der Desaxierung (Versatz des Mittelpunktes des Kurbeltriebs gegenüber der Zylinderachse um wenige Millimeter) auf den Bewegungsablauf des Kolben und der Rückwirkung auf die Kräfte und Momente wird berücksichtigt.
- Die Exzentrizität der Einlass- und Auslassnocken und die damit einhergehende Übertragung eines ungleichförmigen Wechselmoments auf die Nockenwelle und damit auf die Kurbelwelle wird berücksichtigt.
- Die Zündfreigabe wird über eine generelle Anforderung, eine Drehzahlschwelle und das optionale Abwarten der Synchronisation oder mindestens einer Kompression erteilt.

##### 4.2.1.1 Gesamtmotorreibung

Die Gesamtmotorreibung wurde anhand der Messungen, die in Kapitel 4.1.3 gezeigt sind, modelliert. Es wurde eine quadratische Ausgleichsfunktion durch die Messpunkte approximiert und das Losbrechmoment von 27 Nm für den Fall

$n = 0 \text{ min}^{-1}$  beim Losbrechen aus dem Stillstand oder das Taumeln im Auslauf hinterlegt. Für die Rückdrehbewegung mit  $-300 \text{ min}^{-1} < n \leq 0 \text{ min}^{-1}$  wurde angenommen, dass sich die Reibmomente nicht von den gemessenen aus der Vorwärtsdrehung unterscheiden.

Auf eine Modellierung der einzelnen Reibgruppen wurde verzichtet, weil die Bestimmung der vielen Parameter sehr aufwändig und zudem mit Ungenauigkeiten behaftet ist [Fis00]. Die Ergebnisse im Kapitel 4.2.8 und 5.5.1 rechtfertigen diese Entscheidung.

#### 4.2.1.2 Gesamtmotorträgheit

Der Einfluss der Massenträgheit wird im Modell durch eine rotatorische Gesamtersatzmassenträgheit nachgebildet. Dazu wurde die auf die Kurbelwelle bezogene Ersatzmassenträgheit des Verbrennungsmotors aus den CAD-Zeichnungen bestimmt und die Massenträgheit der konstruierten ISG-Anbindung berechnet. Die Einzelwerte können anschließend addiert werden, da sie bereits auf die gleiche Welle bezogen sind.

Die gewählte Vereinfachung berücksichtigt nicht, dass der Anteil, den die oszillierende Masse am Ersatzmassenträgheitsmoment des Kurbeltriebes hat, zwischen den Totpunkten aufgrund der alternierend wechselnden Kolbengeschwindigkeit schwankt. Nach Küntscher [Kün95] ist aber die Trägheitswirkung der oszillierenden Masse gegenüber der anderen Kurbeltriebsmassen klein und der Genauigkeitsgewinn, den kompliziertere Ansätze versprechen, gering.

#### 4.2.1.3 Starter-Motor

Die Simulation des anlassergestützten Direktstarts erfordert ein Modell des Starter-Motors. Dieses wurde mit Hilfe von kurbelwinkelbasierten Kennfeldern gemessener Starterströme und einer Rechenvorschrift zur Umwandlung des Stromes in das Anlassermoment realisiert. Dieser Weg wurde dem einer physikalischen Modellierung der Vorgänge im Starter vorgezogen, weil für ein dynamisches Simulationsmodell des Starters die notwendigen Informationen zu den Eigeninduktivitäten, den Innen- bzw. Leitungswiderständen und den veränderlichen Maschinenkonstanten nicht verfügbar waren und ein solches Modell den Umfang und die Rechenzeit enorm gesteigert hätte. Für die durchgeführten Untersuchungen ist es dagegen ausreichend einen generischen Zusammenhang zwischen Starterstrom und Startermoment herzustellen.

Unter der Annahme, dass sich bei einem Vierzylinder-Reihenmotor die Startbedingungen für den Starter-Motor alle  $180^\circ \text{KW}$  wiederholen, wurden Startströme in einem Intervall von  $0 - 180^\circ \text{KWvZOT}$  in einer Auflösung des Startwinkels

von 45°KW aufgenommen (Kapitel 4.1.4) und anschließend kurbelwellenbasiert tabelliert. Aus den Ergebnissen wird gefolgert, dass Stromverläufe für Startwinkel, für die keine Messungen vorliegen, aus den gegebenen Werten interpoliert werden können.

Um aus dem gemessenen Starterstromverlauf das aufgebrachte Moment berechnen zu können, wurde die vom SM-Hersteller statisch aufgenommene charakteristische Strom-Drehmoment-Kennlinie hinterlegt. In Abbildung 4-6 sind die Verläufe der wesentlichen Kenngrößen eines Starters spezifisch über der Stromstärke gezeigt.

Das sich daraus ergebene Drehmoment  $M_{SM}$  wird mit einem Übersetzungsverhältnis  $i_1$  von

$$i_1 = \frac{k_1}{k_2} = \frac{144}{9} = 16 \quad (4-3)$$

mit  $k_1$ : Zähnezahln Anlasserzahnkranz

und  $k_2$ : Zähnezahln Anlasserritzel

zwischen dem Anlasserritzel und dem Anlasserzahnkranz unter Berücksichtigung der Herstellerangaben für die SM-Trägheit von  $\theta_{SM} = 1,8 \text{ E}^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$  und des startereigenen Übersetzungsverhältnisses von  $i_2 = 4,36$  auf das an der

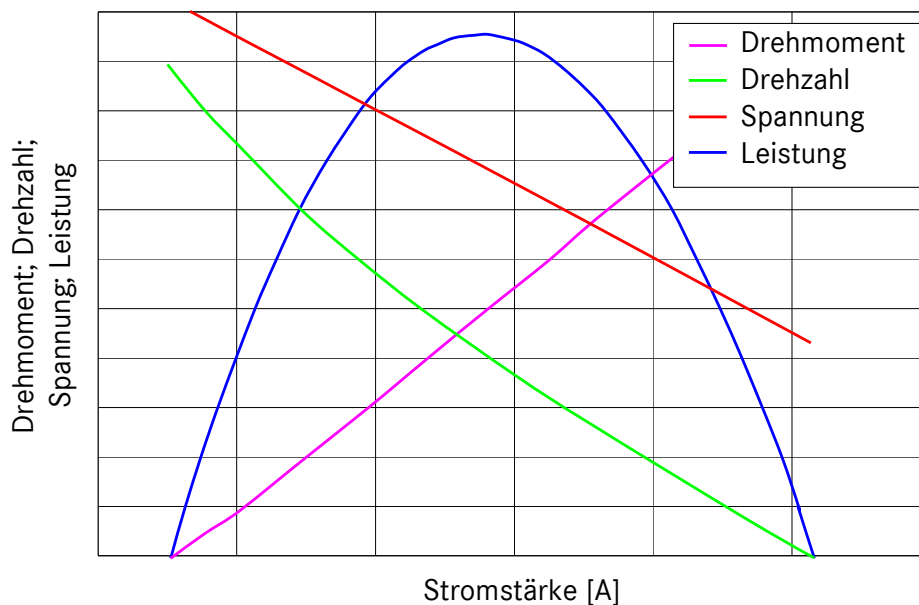


Abbildung 4-6: Leistungsaufnahme Starter-Motor (spezifisch)



Kurbelwelle wirkende Moment  $M_{KW}$  umgerechnet:

$$M_{KW} = i_1^2 \cdot i_2^2 \cdot \theta_{SM} \cdot \ddot{\phi} - M_{SM} \quad (4-4)$$

Dieses Moment wird über einen in den Starter integrierten Freilauf auf die Kurbelwelle übertragen, der sicherstellt, dass der Starter vom VM überholt werden kann, ohne jenen anzutreiben. Für die Modellierung bedeutet dies, dass eine Momentenübertragung nur vom Starter auf die Kurbelwelle und nicht umgekehrt erfolgen darf. Aus diesem Grund stellt sich während der Expansion der in Kapitel 4.1.4 beschriebene Freilauffeffekt ein, der in Abbildung 4-7 zu sehen ist. Der Stoß beim Wiedereingriff des Starters wurde nicht modelliert, weil dadurch die Charakteristik des Gesamtdrehzahlverlaufs des VM nicht beeinflusst wird.

Sobald der Starter das Signal zum Ausspuren bekommt, wird der Starterstrom gleich null gesetzt und die mechanische Verbindung zum VM getrennt, in dem der Freilauf entkoppelt. Da nun der Starter über eine entsprechende Reibkennlinie bis auf Stillstand abgebremst wird, entspricht dieser Modellzustand dem eines ausgespurten Starters.

#### 4.2.2 Nulldimensionale Einzonen-Modellierung

Für die Modellierung wurde ein so genannter nulldimensionaler Ansatz verwendet, der die örtliche Veränderlichkeit der Größen innerhalb der jeweils betrachteten Systemgrenzen nicht berücksichtigt. Ein solcher Ansatz erlaubt eine energetisch richtige Betrachtung der Motorprozesse ohne das räumliche Strömungsfeld im Brennraum auflösen zu können [Pis02]. Obwohl dies natürlich eine wesentliche Vereinfachung der tatsächlichen Vorgänge darstellt, kann dieses Modell zur Darstellung der wirkenden Kräfte und Momente während des Startablaufs verwendet werden.

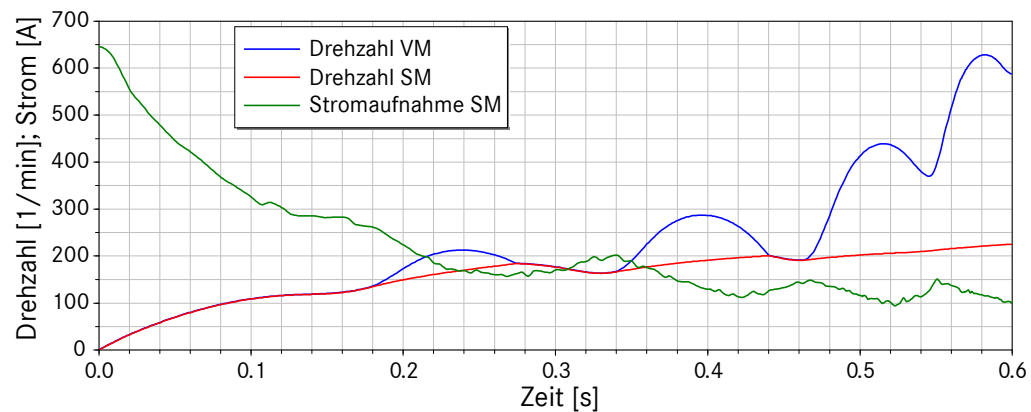


Abbildung 4-7: Vergleich der Drehzahlen von SM und VM (simuliert)

Das Untersystem Brennraum stellt ein instationäres, offenes System dar, in dem alle Größen zeitlich stark veränderlich sind. Die während eines Arbeitszyklus ablaufenden Prozesse lassen sich thermodynamisch in Stofftransport, Energietransport und Änderung der inneren Energie einteilen. In Abbildung 4-8 sind die Zustands- und Prozessgrößen eingezeichnet. Für die globale energetische Analyse wird der Brennraum als eine Zone mit homogenen Stoffeigenschaften betrachtet und daher als Einzonen-Modell bezeichnet.

Die auf den Kurbellwellenwinkel bezogene differenzielle Berechnung der Zustandsänderungen durch die Zufuhr der Brennstoffenergie erfolgt anhand der Erhaltungssätze für Masse ( 4-5 ) und Energie ( 4-6 ) sowie der thermischen Zustandsgleichung des Arbeitsgases ( 4-7 ).

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} - \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} + \frac{dm_{Bst}}{d\varphi} \quad (4-5)$$

$$\frac{dU}{d\varphi} = -p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_{Bst}}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{dm_E}{d\varphi} - h_A \frac{dm_A}{d\varphi} - h_A \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} \quad (4-6)$$

$$p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} = mR \frac{dT}{d\varphi} + mT \frac{dR}{d\varphi} + RT \frac{dm}{d\varphi} \quad (4-7)$$

Die Bestimmung der einzelnen Größen dieser Gleichungen findet sich in den folgenden Unterkapiteln. An dieser Stelle sollen noch einmal die getroffenen Annahmen für die gewählte nulldimensionale Einzonen-Modellierung zusammengefasst werden:

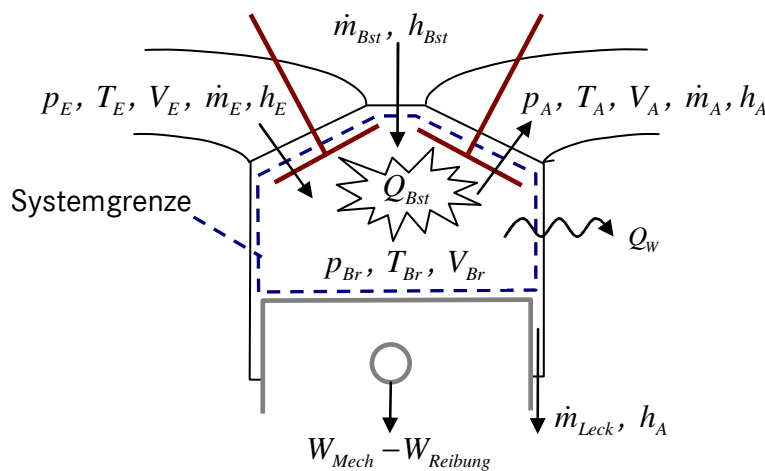


Abbildung 4-8: Einzonen-Brennraum-Modell

- Das System Brennraum wird in eine einzige homogene Zone eingeteilt. Dadurch werden alle Größen auf ihre Zeit- bzw. Kurbelwellenabhängigkeit reduziert.
- Das Arbeitsgas wird als Zusammensetzung idealer Gase betrachtet, dessen Komponenten zu jedem Zeitpunkt als vollständig durchmischt angenommen werden.
- Die Reibungskräfte innerhalb des Arbeitsgases werden vernachlässigt.
- Die Verbrennung wird durch die Zufuhr von Brennstoffwärme dargestellt, die der Energiefreisetzung des chemisch reagierenden Kraftstoffs entspricht.

Die abgegebene mechanische Arbeit der Gaskraft am Kolben entspricht dabei der Volumenänderungsarbeit nach Gleichung ( 4-6 )

$$W_{mech} = \oint p \cdot dV \quad ( 4-8 )$$

#### 4.2.3 Gaspfad und Ladungswechsel

Die Änderung der Drücke im Saugrohr sowie im Auslass und die während des Ladungswechsels ausgetauschten Massen- und Enthalpieströme werden im beschriebenen Modell nach der Füll- und Entleermethode berechnet, die als nulldimensionale Berechnungsmethode für Rohrsysteme bezeichnet werden kann [Pis02].

Der Gaspfad wird dabei als Aneinanderreihung von Behältern (Kontrollvolumen) modelliert, die durch Drosselstellen (Blenden) voneinander getrennt sind. Es wird dabei angenommen, dass die instationären Zustandsänderungen für kleine Zeitintervalle stationär behandelt werden können. Außerdem wird angenommen, dass in die Behälter ein- und austretende Massenströme zu einem sofortigen Druck- und Temperatenausgleich führen. Örtliche Druckunterschiede innerhalb eines Behälters treten somit nicht auf, weshalb gasdynamische Effekte unberücksichtigt bleiben. Diese Vereinfachung führt zu Abweichungen zwischen den berechneten und realen Drücken und in Folge dessen auch der ausgetauschten Massenströme. Der dabei entstehende Fehler nimmt aufgrund der endlichen realen Schallgeschwindigkeit, mit der Druckschwankungen im realen Motor ausgeglichen werden, mit steigenden Drehzahlen und größeren Volumina zu [Pis02]. Bei niedrigen Drehzahlen, wie sie beim Motorstart vorkommen, sind aber die Kolben- bzw. Gasgeschwindigkeiten so gering, dass der

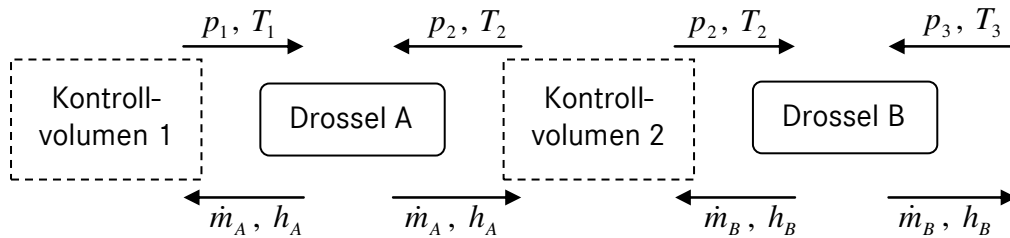


Abbildung 4-9: Berechnungsablauf der Füll- und Entleermethode

Impuls der Gasmasse keinen wesentlichen Einfluss auf den Ladungswechsel hat. Ein Vergleich von Ergebnissen aus Messung und Berechnung ist von Pischinger [Pis02] durchgeführt worden. Bei geringer Drehzahl zeigen sich hier nur kleine Abweichungen. Im Falle des Luftaufwandes beim Ottomotor ist bei einer Drehzahl von 1500 U/min ein Fehler von 1 % angegeben.

Der Berechnungsablauf der Füll- und Entleermethode ist in Abbildung 4-9 gezeigt. Darin ist zu sehen, dass die Eingangsgrößen der Kontrollvolumen jeweils die Ausgangsgrößen der Blenden sind und umgekehrt die Eingangsgrößen der Blenden die Ausgangsgrößen der Kontrollvolumen sind.

#### Kontrollvolumen

In den Kontrollvolumen werden die Differentialgleichungen für die Massen- und Energiebilanz gelöst. Während sich für einen einfachen Behälter, wie z.B. dem Saugrohr, die Massenbilanz ( 4-5 ) aus der Summe einströmender und ausströmender Luft einfach berechnen lässt, ergibt sich für den Brennraum eine aufwendigere Berechnung, die im Kapitel 4.2.4 beschrieben wird. Die Gesamtenergiebilanz jedes Behälters wird nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik ( 4-6 ) aufgestellt. Daraus ergeben sich die Masse sowie die Temperatur und über die allgemeine Gasgleichung ( 4-7 ) auch der Druck im Kontrollvolumen.

#### Drosselstelle

Die Berechnung des Massenstromes durch die Drosselstelle erfolgt mittels der Durchflussgleichung ( 4-9 ) [Mer06], in Abhängigkeit des Durchflussbeiwertes  $c_d$ , des konstanten Bezugsquerschnitts  $A_{ref}$ , des Isentropenexponenten  $\kappa$ , dem Druckverhältnis  $\pi$  zwischen den nach und vor der Drosselstelle herrschenden Drücken sowie dem Druck  $p_0$  und der Dichte  $\rho_0$  vor der Drosselstelle:

$$\dot{m} = c_d \cdot A_{ref} \cdot \sqrt{p_0 \cdot \rho_0} \cdot \underbrace{\sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left( \pi^{\frac{2}{\kappa}} - \pi^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right)}}_{\text{Ausflussfunktion}} \quad (4-9)$$

Bei variablen Öffnungsquerschnitten der Drosselstelle, wie sie an der Drosselklappe oder den Ventilen auftreten, wird der Durchflussbeiwert  $c_d$  in Abhängigkeit des Drosselklappenwinkels bzw. des Ventilhubes für den gewählten konstanten Bezugsdurchmesser (z.B. dem Leitungsdurchmesser) experimentell an Blasprüfständen bestimmt. Diese Werte sind jeweils durch Kennfelder im Modell implementiert.

Der Enthalpiestrom wird mit Kenntnis des Gaszustandes aus dem in Strömungsrichtung vorhergehenden Kontrollvolumens und der Gleichung für die differentielle Änderung der kalorischen Größen eines idealen Gases berechnet:

$$dh = c_p \cdot dT \quad (4-10)$$

#### 4.2.4 Kalorik und Zusammensetzung des Arbeitsgases

Die Modellierung der kalorischen Eigenschaften sowie die Zusammensetzung des Arbeitsgases werden im Folgenden erläutert. Dabei wird insbesondere auf die Berücksichtigung des Restgasgehalts und die Leckage eingegangen.

##### 4.2.4.1 Kalorische Eigenschaften des Arbeitsgases

Das Verhalten eines idealen Gases bei Änderung des Druckes  $p$ , der Temperatur  $T$  oder des Volumens  $V$  lässt sich bei gegebener Stoffmenge  $n$  und der allgemeinen Gaskonstanten  $R$  mit der thermischen Zustandsgleichung beschreiben:

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (4-11)$$

Die spezifische Wärmekapazität eines idealen Gases hängt nur von der Temperatur ab. Wird diese Abhängigkeit vernachlässigt ergibt sich im Fall von Luft bei einer Temperaturdifferenz von 100 K ein Fehler von ca. 1 %. Bei den im Brennraum auftretenden Temperaturänderungen darf aus diesem Grund nicht mit konstanten Wärmekapazitäten gerechnet werden [Pis02].

Dies gilt insbesondere bei Temperaturen oberhalb von 1800 K, da in diesem Bereich die spezifische Wärmekapazität des Arbeitsgases überproportional ansteigt. Der Grund für dieses Verhalten ist der Zerfall (Dissoziation) von mehr-

atomigen Bestandteilen des Arbeitsgases. Da dieser Prozess endotherm verläuft, wird dem Arbeitsgas Energie entzogen, wodurch sich die spezifische Wärmekapazität zusätzlich erhöht. Die Dissoziation ist wiederum abhängig vom Druck und der Temperatur des Arbeitsgases sowie dessen Zusammensetzung.

Im Bereich hoher Drücke gelten die Gesetze für ideale Gase und damit auch die thermische Zustandsgleichung (4-7) nicht mehr. Die spezifischen Wärmekapazitäten, die innere Energie und die Enthalpie sind dann auch vom Druck abhängig (Realgasverhalten) [Pis02].

Zur Beschreibung der kalorischen Eigenschaften des Arbeitsgases in Verbrennungsmotoren sind zahlreiche Ansätze entstanden. Zu nennen sind die von Justi (1938), Zacharias (1970) und DeJaegher (1984). Da der Motor beim Start überstöchiometrisch, also angereichert, betrieben wird, kommt von diesen Ansätzen nur der nach DeJaegher in Frage, da er Gültigkeit für Gaszusammensetzungen von  $\lambda \geq 0,7$  hat. Dieser Ansatz berücksichtigt auch die druckabhängige Dissoziation des Arbeitsgases, nicht aber das Realgasverhalten. Diese Vereinfachung ist nach [Sti03] aber nur bei hochaufgeladenen Motoren mit Spitzendrücken über 150 bar nicht mehr zulässig. Die Ergebnisse von DeJaegher liegen in Stoffwertetabellen vor, in denen der Isentropenexponent  $\kappa$  in Abhängigkeit des Luftverhältnisses  $\lambda$ , der Gastemperatur  $T$  und des Gasdrucks  $p$  angegeben ist.

#### 4.2.4.2 Restgasgehalt

Der Restgasgehalt  $X_{AGR}$  beschreibt den im Zylinder befindlichen Massenanteil an Verbrennungsgasen im Verhältnis zur gesamten Ladungsmasse. Am Ende der Verbrennung besteht die Zylinderladung ausschließlich aus Restgas, welches entsprechend dem Verbrennungsluftverhältnis auch Restsauerstoff der zuvor angesaugten Luft enthält. Während des Ladungswechsels wird das im Brennraum befindliche Restgas nicht vollständig gegen Frischluft ausgetauscht. Dies ist zum einen darauf zurückzuführen, dass nur bis zum Erreichen des Totvolumens Ladungsmasse vom Kolben ausgeschoben werden kann und zum anderen auf die im Folgenden beschriebene Restgasvorlagerung in das Saugrohr: Ist der Saugrohrdruck geringer als der Zylinderdruck, findet beim Öffnen des Einlassventils ein Druckausgleich statt, wobei Restgas vom Zylinder ins Saugrohr gelangt. Bei gleichzeitig geöffnetem Auslassventil (Ventilüberschneidung) strömt bereits aufgeschobenes Abgas zurück in den Zylinder und bei entsprechend großer Druckdifferenz von dort ins Saugrohr. Dieser Vorgang ist erst dann abgeschlossen, wenn entweder ein vollständiger Druckausgleich erfolgt ist oder das Auslassventil schließt. Je nach Druckdifferenz und Dauer

der Ventilüberschneidung kann die ins Saugrohr vorgelagerte Restgasmasse erheblich sein. Da diese während des anschließenden Ansaugvorgangs zusammen mit der Frischluftmasse wieder in den Zylinder einströmt, wird der Sauerstoffgehalt der Zylinderladung maßgeblich beeinflusst, wodurch nur eine geringere Kraftstoffmenge umgesetzt werden kann.

Damit wird die freigesetzte Wärmemenge bei einer Anpassung der Kraftstoffmasse an die tatsächliche Luftmasse direkt reduziert. Indirekt wird über die Kalorik von DeJaegher über die geänderte Gaszusammensetzung auch der Temperatur- und Druckverlauf im Zylinder geändert. Da der Restgasgehalt auch Einfluss auf den Isentropenexponenten  $\kappa$  in der Drosselgleichung (Gl. (4-9)) hat, ändern sich auch der Ein- und Auslassmassenstrom sowie die Leckage.

Die Restgasmasse wird im Saugrohr oder dem Krümmer nach dem Pfropfenmodell behandelt. D.h. es findet keine Mischung mit der im Ansaugmodul vorhandenen Luft bzw. dem im Auslass vorhandenen Abgas des vorherigen Arbeitsspiels statt. Im Falle des Saugrohrs ist diese Vorgehensweise korrekt, da stets deutlich mehr Frischmasse angesaugt wird als die im Saugrohr vorgelagerte Restgasmasse. Auch auf der Abgasseite kann von einem geringen Fehler ausgegangen werden, da sich die Gaszusammensetzung dort nur langsam ändert. Strömt Restgas in den Zylinder wird dort aufgrund des hohen Turbulenzgrades von einer sofortigen Mischung ausgegangen.

#### **4.2.4.3 Leckage**

Die Leckage, also der Gasmassenstrom aus dem Zylinder bei geschlossenen Ventilen, wird in VM-Modellen für Drehzahlen oberhalb des Leerlaufs nicht berücksichtigt, kann aber aus drei Gründen in einem Modell für den automatischen Wiederstartvorgang nicht vernachlässigt werden:

- (1) Über die Leckage wird der Überdruck im Kompressionszylinder während des Motorstopps abgebaut. Ohne Leckage würde dieser Druck bis zum Wiederstart gehalten und der Gaszustand im Startzylinder entspräche nicht der Realität.
- (2) Die Dichtwirkung der Kolbendichtringe nimmt mit dem abzudichtenden Überdruck zu [Köh06]. Deshalb ist die Leckage z.B. beim Taumeln des Motors nach der Auslaufphase (vgl. Abbildung 5-15) deutlich größer als bei den Verbrennungen während des Motorlaufs.

- (3) Da die Leckage einen Verlustmassenstrom beschreibt, ist die Verlustmasse pro Zyklus größer je länger der Zyklus bzw. je langsamer die Drehzahl ist. Im Motorauslauf und -start ist deshalb mit erhöhtem Gasverlust zu rechnen.

Umgesetzt ist die Leckageberechnung mittels der Drosselgleichung ( 4-9 ) in etwas abgewandelter Form:

$$\dot{m}_{Leck} = K_c \cdot A_{eff} \cdot \frac{p_0}{\sqrt{R_{mix} \cdot T_0}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (4-12)$$

Darin sind  $K_c$  ein Korrekturfaktor (s.u.),  $A_{eff}$  der variable effektive Ausflussströmungsquerschnitt,  $\kappa$  der Isentropenexponent, und  $p_0$  bzw.  $T_0$  der Druck bzw. die Temperatur vor und  $p_1$  entsprechend der Druck nach der Drosselstelle. Je nach Druckverhältnis zwischen Zylinder und Kurbelgehäuse ändert sich die Strömungsrichtung, wobei für das Kurbelgehäuse stets Umgebungsbedingungen angenommen werden.

Der Isentropenexponent  $\kappa$  in Gleichung ( 4-12 ) wird in Abhängigkeit des Restgasgehalts  $X_{AGR}$  bestimmt:

$$\kappa = X_{AGR} \cdot \kappa_{mix} + (1 - X_{AGR}) \cdot \kappa_{frisch} \quad (4-13)$$

Darin sind  $\kappa_{mix}$  der Isentropenexponent des stöchiometrischen Gasgemisches und  $\kappa_{frisch}$  der Isentropenexponent für Frischluft.

Die effektive Öffnungsfläche  $A_{eff}$  wird nach Gleichung ( 4-14 ) berechnet. Darin ist  $A$  die Durchflussfläche, die nach Heywood [Hey88] mit 0,5 mm<sup>2</sup> angenommen werden kann. Das Druckverhältnis zwischen vor und nach der Drosselstelle trägt dem Einfluss des Drucks auf die Abdichtung des Brennraums Rechnung. Die Konstante  $k$  wurde anhand der Leckagemessungen nach Motorstopp (Kapitel 4.1.5) parametrisiert.

$$A_{eff} = k \cdot \frac{p_1}{p_0} \cdot A \quad (4-14)$$

Bei der Abstimmung wurde darauf geachtet den gemessenen Druckabfall während der Auspendelphase und bei Motorstillstand möglichst exakt nachzubilden. Da aber verursacht durch das Abheben und den Anlagenwechsel der Kol-



benringe aufgrund der Richtungsumkehr beim Taumeln eine verstärkte Leckage zu beobachten ist, wurde zur Bestimmung des Leckagemassenstroms  $\dot{m}_{Leck}$  ein Korrekturfaktor  $K_c$  in Gleichung ( 4-12 ) eingeführt, der ebenfalls anhand der Zylinderdrücke bei den Motorauslaufversuchen parametrisiert wurde.

#### 4.2.4.4 Massenbilanz

Die Gesamtmasse  $m_G$  im Zylinder ergibt sich mit den Teilmassen von eingesaugter Frischluft  $m_L$ , eingespritztem Kraftstoff  $m_K$ , verbliebenem Restgas  $m_R$  und Verlust durch Leckage  $m_{Leck}$  aus folgender Bilanzgleichung:

$$m_G = m_L + m_K + m_R + m_{Leck} \quad (4-15)$$

Diesen Zusammenhang veranschaulicht Abbildung 4-10. Dargestellt ist ein simuliertes Arbeitsspiel mit Verbrennung bei hoher Last, beginnend im Ladungswechsel-OT (LOT). Die Luftmasse steigt erst, wenn die ins Saugrohr vorgelagerte Restgasmasse beim Ansaugvorgang vollständig zurück in den Zylinder geströmt ist. Ab diesem Zeitpunkt sinkt der Restgasanteil aufgrund der ansteigenden Luftmasse, wobei von einer sofortigen vollständigen Mischung ausgegangen wird. Im weiteren Verlauf strömt vor dem Schließen des Einlassventils (in Abbildung 4-10 bei ca. 180°KW) Frischgasmasse zurück ins Saugrohr. Dieser Massenstrom wird entsprechend dem momentanen Restgasgehalt in Luft- und Restgas aufgeteilt. Zu erkennen ist dies an der deutlich geringeren Änderung der Restgasmasse im Vergleich zur Luftmasse. Der Restgasgehalt der Zylinderladung bleibt dabei konstant.

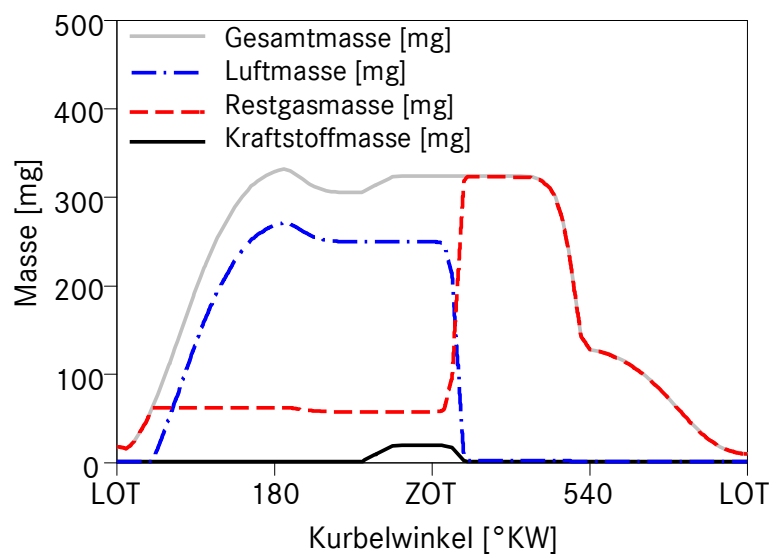


Abbildung 4-10: Simulierte Massenaufteilung im Brennraum

Kurz nach dem Schließen des Einlassventils erfolgt die Einspritzung, wie am Anstieg der Kraftstoffmasse zu sehen ist. Luft- und Restgasmasse bleiben dabei entsprechend Gleichung ( 4-15 ) konstant. Während der anschließenden Verbrennung wird der gesamte Zylinderinhalt in Restgas umgewandelt. Dieser Vorgang ist derart umgesetzt, dass die Änderung der Restgasmasse entsprechend dem Massenumsatz der Verbrennung abläuft. Dies hat den Vorteil, dass sich die Stoffgrößen in Abhängigkeit des Brennverlaufs verändern, was gegenüber einer einfachen Umschaltung während der Verbrennung eine exaktere Betrachtungsweise darstellt.

#### 4.2.5 Steuerzeiten

Die Steuerzeiten entsprechen größtenteils den Angaben aus dem Funktionsrahmen für das Motorsteuergerät (MSG). Allgemein gilt, dass zwischen einer gesteuerten Startphase, einer transienten Nachstartphase und einer geregelten Leerlaufphase unterschieden wird.

##### 4.2.5.1 Drosselklappenansteuerung

Bei homogen betriebenen Ottomotoren ist die Leistungsabgabe bzw. das Drehmoment proportional zum Luftmassenstrom. Mit steigender Luftmasse kann bei gleichem Luftverhältnis, entsprechend dem stöchiometrischen Luftbedarf des Kraftstoffes, eine größere Wärmemenge zugeführt werden. Bei unveränderter Drehzahl und gleichem Zündzeitpunkt ergeben sich daraus ein Anstieg des Spitzendrucks und eine erhöhte nutzbare Arbeit an der Kurbelwelle. Reguliert wird der Luftmassenstrom über den Druck im Saugrohr, welcher durch Variation des Strömungswiderstandes mittels der Drosselklappe eingestellt werden kann.

Während des Startvorgangs herrscht im Saugrohr zu Beginn, mit Ausnahme der Change-of-Mind-Situation, stets Umgebungsdruck. Deshalb kann eine Startbeeinflussung über die Drosselklappenstrategie erst nach den ersten Zyklen stattfinden. Wird die Drosselklappe während des Starts z.B. geschlossen, erfolgt eine fortschreitende Evakuierung des Saugrohrs und in der Folge ein flacherer Drehzahlanstieg und ein geringerer Drehzahlüberschwinger nach Erreichen der Leerlaufdrehzahl.

Die Drosselklappenansteuerung während des Starts erfolgt dabei ausschließlich kennfeldbasiert und ist nach den Vorgaben des Motorsteuergeräts implementiert. Der transiente Übergang in die Leerlaufregelung wurde ebenfalls wie dort beschrieben umgesetzt, wohingegen der Leerlaufregler im Modell ein relativ einfacher PI-Regler ist, das Motorsteuergerät hingegen auf ein komplexes

Saugrohrmodell aufbaut. Für die Untersuchungen zur Abhängigkeit des Start- sowie Auslaufverhaltens ist für die verschiedenen Betriebszustände jeweils auch eine manuelle Ansteuerung vorgesehen.

#### 4.2.5.2 Ventilsteuerzeiten

Die Ventilsteuerzeiten bestimmen neben der Nockenform maßgeblich die Füllung, Entleerung und Spülung der Zylinder. Die komplexen Zusammenhänge auf die Drehmomentcharakteristik, die Ladungswechselverluste und die Emissionen können z.B. in [Hoh08] nachgelesen werden. Dort wird auch die Wahl der Steuerzeiten als Kompromiss zwischen Leistung/Drehmoment auf der einen und Verbrauch/Emissionen/Komfort auf der anderen Seite beschrieben und wie durch Variabilitäten im Ventiltrieb dieser Kompromiss deutlich günstiger ausfallen kann.

Für das Modell sind die Ventilsteuerzeiten inklusive der Nockenwellenverstellung gemäß der Applikationswerte aus der Funktionsbeschreibung des MSG implementiert. Das Modell ermöglicht aber auch eine theoretische vollvariable Ansteuerung der Ventilsteuerzeiten, die zur weiteren Untersuchung des Startvorgangs genutzt wurde (Kapitel 5.5.3).

#### 4.2.5.3 Einspritzzeitpunkt und Einspritzmenge

Zum Einfluss des Einspritzzeitpunkts und der -menge auf die Gemischbildung beim Start sei auf Kapitel 2.3 verwiesen.

Die Einspritzmenge erfolgt beim Start kennfeldbasiert mit Startanreicherung in Abhängigkeit des Umgebungsdrucks und verschiedenen weiteren Faktoren (Kühlwassertemperatur, Saugrohrlufttemperatur und -druck, Zyklus, Drehzahl) entsprechend der Beschreibung der MSG-Software. Die Kennfelder sind zudem zyklusbasiert, so dass die Kraftstoffmenge für jedes Arbeitsspiel individuell berechnet wird. Da für das Modell von einer vollständigen Verdampfung und Durchmischung ausgegangen wird, sind der Einspritzzeitpunkt und die Einspritzdauer von untergeordneter Bedeutung und wurden deshalb mit verallgemeinerten Werten implementiert. Diese Werte spielen aber in sofern eine Rolle, als dass sie die Masse und damit den Druck im Zylinder erhöhen sowie durch die Verdampfung die Temperatur im Zylinder absenken.

#### 4.2.5.4 Zündzeitpunkt

Für jeden Betriebspunkt im Motorkennfeld existiert ein wirkungsgradoptimaler Zündzeitpunkt, welcher dadurch gekennzeichnet ist, dass bei gegebener Luft- und Kraftstoffmasse das vom Motor abgegebene Moment maximal wird. Er-

folgt die Zündung früher als zum wirkungsgradoptimalen Zündzeitpunkt, führt dies nicht zu einer Erhöhung des Motormoments; es steigen jedoch die Bauteilbelastung und die Gefahr einer klopfenden Verbrennung. Wird ein späterer Zündzeitpunkt gewählt, findet die Verbrennung vermehrt während der Abwärtsbewegung des Kolbens statt, weshalb geringere Zylinderdrücke erzielt werden, der Wirkungsgrad und damit das Motormoment sinken. Durch die späte Verbrennungslage erhöht sich die Abgastemperatur stark, weshalb der Zündzeitpunkt nicht beliebig spät gewählt werden kann.

Der Zündzeitpunkt und der Zeitpunkt zur Bestimmung des Zündzeitpunkts entsprechen ebenfalls den Vorgaben aus dem Motorsteuergerät mit entsprechenden zyklusvarianten Kennfeldern für den Zündzeitpunktverlauf während des Starts, einer transienten Phase und einer Regelung des Zündzeitpunkts im Leerlauf, die insbesondere von der Kühlmitteltemperatur abhängig ist.

#### 4.2.6 Verbrennungssimulation

Der Fokus des Modells lag der Aufgabenstellung entsprechend nicht auf der Analyse oder Optimierung der innermotorischen Vorgänge, sondern auf ihrer möglichst genauen Abbildung während des Startvorgangs.

Entscheidend für die Genauigkeit eines Motormodells ist die realitätsnahe Abbildung der Wärmefreisetzung im Brennraum. Aus diesem Grund sind in der Vergangenheit verschiedenste Ansätze zur Verbrennungssimulation entstanden und für den jeweiligen Motor und Anwendungszweck modifiziert worden. Verbrennungsmodelle werden nach [Bas02] in drei unterschiedliche Kategorien eingeteilt:

- Null-Dimensionale oder thermodynamische Modelle, bei denen die Wärmefreisetzung durch die Verbrennung mittels halbempirischer Modelle, z.B. Vibe-Ersatzbrennverläufen beschrieben wird
- Phänomenologische Modelle, bei denen die Wärmefreisetzung durch die Verbrennung mittels physikalischer und chemischer Ansätze modelliert wird
- 3D-Computational-Fluid-Dynamics (CFD) Modelle, bei denen die Erhaltungsgleichungen für Masse, Energie und Impuls mittels Turbulenzmodellen und weiterer physikalischer und chemischer Untermodelle gelöst wird

Ein CFD-Modell kam für die Anwendung in dieser Arbeit schon allein aufgrund des hohen Entwicklungsaufwands nicht in Betracht, es wäre jedoch auch durch den enormen Rechenzeitbedarf ungeeignet.

In bereits umgesetzten Modellen zur Simulation des Startvorgangs wird die Verbrennung sowohl durch die Vorgabe von Vibe-Ersatzbrennverläufen [Kra05] als auch mittels eines (phänomenologischen) quasidimensionalen Modells [Kul04] beschrieben. Da in beiden genannten Arbeiten eine gute Wiedergabe der Wärmefreisetzung beim Start erzielt werden konnte, wurden in dieser Arbeit beide Möglichkeiten untersucht und im Modell implementiert. Es zeigte sich, dass mit Vibe-Ersatzbrennverläufen, die zusätzlich für jeden Zyklus des Startvorgangs einzeln bestimmt worden sind, sehr gute Übereinstimmungen der Zylinderdruckverläufe während der ersten Verbrennungen beim Start erzielt werden können (Abbildung 4-15). Deshalb wurde diese deutlich einfachere und bezüglich der Rechenzeit schnellere Methode der Modellierung der Verbrennung weiterverfolgt.

#### 4.2.6.1 Ersatzbrennverlauf nach Vibe

Vibe [Vib70] gibt anhand von reaktionskinetischen Überlegungen die in Gleichung ( 4-16 ) genannte Exponentialfunktion für den Summenbrennverlauf an:

$$\frac{Q_b(\varphi)}{Q_{b,ges}} = 1 - e^{-a \cdot \left( \frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}} \right)^{m+1}} \quad (4-16)$$

$$\text{Mit } \varphi_{BB} \leq \varphi \leq (\varphi_{BB} + \Delta\varphi_{BD})$$

Darin sind  $Q_{b,ges}$  das Produkt der zugeführten Kraftstoffmasse und dem unteren Heizwert des jeweiligen Kraftstoffes,  $\varphi_{BB}$  der Brennbeginn und  $\Delta\varphi_{BD}$  die Brenndauer jeweils in °KW. Der Faktor  $a$  lässt sich mit dem Umsetzungsgrad der Verbrennung  $\eta_{u,ges}$  aus folgender Beziehung berechnen:

$$\left. \frac{Q_b(\varphi)}{Q_{b,ges}} \right|_{\varphi=\varphi_{BE}} \equiv \eta_{u,ges} = 1 - e^{-a} \quad (4-17)$$

$$a = -\ln(1 - \eta_{u,ges}) \quad (4-18)$$

Der Vibe-Formparameter  $m$  gibt die Lage des Verbrennungsschwerpunktes an und muss anhand von Messungen angepasst werden.

Aus der Ableitung des Summenbrennverlaufs nach dem Grad Kurbelwinkel ergibt sich der zeitliche Verlauf der Wärmefreisetzung im Brennraum:

$$\frac{dQ_b}{d\varphi} = Q_{b,ges} \cdot a \cdot (m+1) \cdot \left( \frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}} \right)^m \cdot e^{-a \cdot \left( \frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}} \right)} \quad (4-19)$$

Um anhand gemessener Brennverläufe die Parameter der Vibe-Funktion derart zu bestimmen, dass eine gute Abbildung der realen Wärmefreisetzung durch den Ersatzbrennverlauf gegeben ist, werden von Merker [Mer06] unterschiedliche Verfahren angegeben. Da im vorliegenden Fall eine große Zahl an Arbeitspielen untersucht wurde, um auch die Abhängigkeit des Formparameters  $m$  vom Zyklus und vom Zündzeitpunkt zu berücksichtigen, war die rechnerische Ermittlung der Vibe-Parameter erforderlich. In Pischinger [Pis02] werden dafür die Methode der kleinsten Fehlerquadrate, also der Minimierung der Gesamtabweichung des Ersatzbrennverlaufs vom gemessenen Brennverlauf, sowie die Methode gleichen Energieumsatzes beschrieben. Für die zweite Methode wird eine möglichst gute Übereinstimmung der Kurbelwinkellage und des Maximalwertes der Umsetzungsgeschwindigkeit zwischen gemessenem Brennverlauf und dem Vibe-Ersatzbrennverlauf angestrebt. Zusätzlich wird iterativ unter Einhaltung der insgesamt zugeführten Wärmemenge aber Verschiebung des Brennendes die beste Übereinstimmung sowohl zwischen Lage also auch Betrag der maximalen Umsetzungsgeschwindigkeit gesucht.

Unabhängig von der Berechnungsmethode wurde für die gesamte zugeführte Wärmemenge  $Q_{B,ges}$  in Gleichung (4-19) die aus dem Heizverlauf (Kapitel 4.1.6) ermittelte zugeführte Wärmemenge eingesetzt und ein Umsetzungsgrad  $\eta_{u,ges}$  von 0,999 vorgegeben. Die Anpassung der Vibe-Funktion an die Messung erfolgte daher unter Einhaltung der tatsächlich für den Heizverlauf zur Verfügung stehenden Energiemenge. Somit entspricht der Integralwert der ermittelten Ersatzbrennverläufe bei Brennende dem des gemessenen Heizverlaufs (vgl. Abbildung 4-11). Durch diese Vorgehensweise kann zudem der Vibe-Formparameter berechnet werden, ohne den tatsächlichen Umsetzungsgrad bestehend aus dem Quotienten von freigesetzter zu zugeführter Kraftstoffenergie ermitteln zu müssen. Im Modell erfolgt die Skalierung des Ersatzbrennverlaufs dementsprechend über eine Anpassung der Vorgabe von  $Q_{B,ges}$  als Produkt von zugeführter Kraftstoffenergie und dem Umsetzungsgrad.

Für denselben gemessenen Heizverlauf ergeben sich je nach angewandeter Methode aufgrund der unterschiedlichen Kriterien zur Angleichung an die Messung andere Formparameter und Ersatzbrennverläufe.

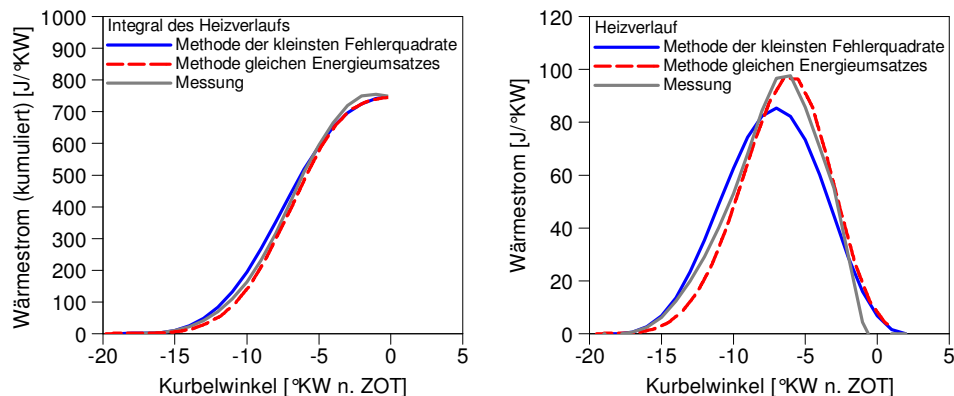


Abbildung 4-11: Vergleich der Berechnung des Vibe-Formparameters

In Abbildung 4-11 ist ein typisches Ergebnis der durchgeführten rechnergestützten Auswertung dargestellt. Während der nach der Methode gleichen Energieumsatzes bestimmte Ersatzbrennverlauf die gemessene Wärmefreisetzung wie gewünscht im Bereich hoher Umsetzungsgeschwindigkeiten sehr gut wiedergibt, stimmt dieser zu Beginn der Verbrennung nicht mit der Messung überein. Wird die Methode der kleinsten Fehlerquadrate verwendet, so zeigt sich augenscheinlich eine größere Abweichung des Ersatzbrennverlaufs zur Messung. Am Integral des Heizverlaufs wird jedoch ersichtlich, dass die Berechnung des Formparameters unter der Bedingung einer Minimierung der Gesamtabweichung zu einer besseren Übereinstimmung zu Verbrennungsbeginn bei gleichzeitig guter Abbildung der Schwerpunktlage der Messung führt.

Da sowohl eine genaue Wiedergabe der maximalen Umsetzungsgeschwindigkeit als auch der Schwerpunktlage durch den Ersatzbrennverlauf erwünscht ist, muss im Einzelfall entschieden werden, in welchem Bereich der Umsatzrate Abweichungen von der Messung zugelassen werden sollen. Generell werden die beim Direktstart auftretenden Heizverläufe mit sehr spät liegenden hohen Umsatzraten besser mit dem anhand der maximalen Umsatzrate bestimmten Formfaktor wiedergegeben.

In Abbildung 4-12 ist exemplarisch für die ersten vier Arbeitsspiele (ASP) bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl eines konventionellen Anlasserstarts (KS) jeweils die Messung des Wärmestroms und die Vibe-Approximation anhand der maximalen Umsatzrate gezeigt (Drehzahlverlauf und Zylinderdrücke zu dieser Messung in Anhang B). Es ist zu sehen, dass der Formparameter  $m$  mit dem ASP deutlich variiert.

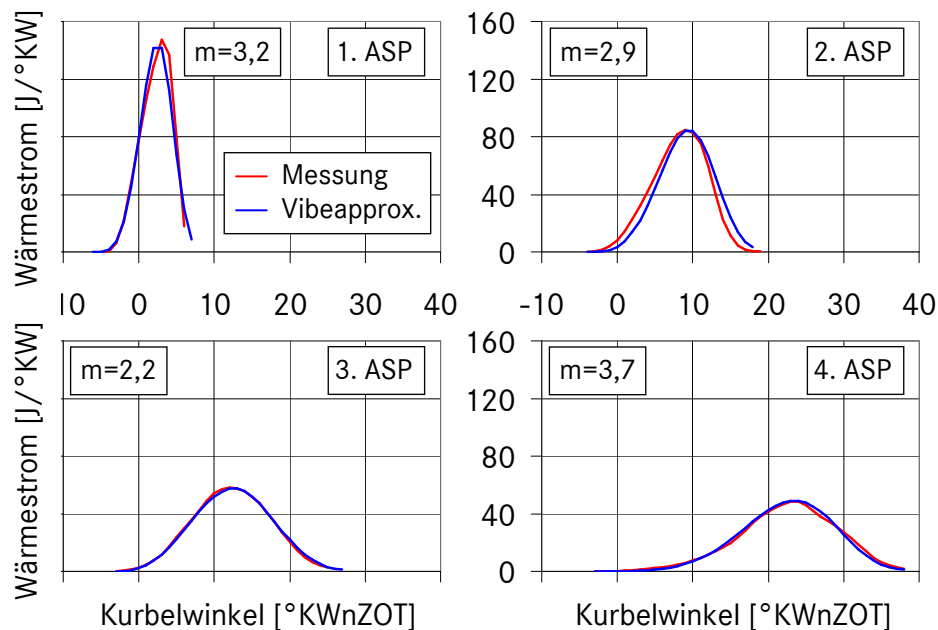


Abbildung 4-12: Vergleich Messung zu Vibe-Approx. der ASP 1-4 eines KS

Für den untersuchten starterunterstützten Direktstart haben umfangreiche Messreihen ergeben, dass nicht nur eine arbeitsspielaufgelöste Vorgabe des Vibe-Parameters notwendig ist, sondern zudem auch seine Abhängigkeit von der Startposition und dem Zündzeitpunkt (ZZP) berücksichtigt werden muss. Letzteres wurde analysiert, indem Messreihen mit während des Starts konstanten ZZP durchgeführt wurden (Abbildung 4-13). Als beste Vereinfachung dieser Ergebnisse für die Modellierung wurde ein Kennfeld des Formparameters  $m$  und der Brenndauer in Abhängigkeit von der Drehzahl und dem ZZP implementiert. Die Kombination aus Drehzahl und ZZP wurde gewählt, weil sie implizit das Arbeitsspiel wiedergibt, aber auch die Abhängigkeit des Brennverlaufs von der Winkelgeschwindigkeit abbildet.

Da, wie bereits in Kapitel 4.1.6 erwähnt, die Form des Brennverlaufs nicht signifikant von der des Heizverlaufs abweicht, ist eine Bestimmung des Vibe-Formparameters  $m$  zur Verwendung im Modell auch aus dem Heizverlauf möglich. Der aus dem Heizverlauf bestimmte Umsetzungsgrad ist jedoch um die Verlustwärme zu gering. Die umgesetzte Wärmemenge muss daher in der Größenordnung von 15 - 20% [Pis02] nach oben korrigiert werden. Auch die Brenndauer muss erhöht werden, da der als Brennende verwendete erste Null-durchgang des Heizverlaufs nach Umsatzmaximum nicht dem tatsächlichen Wert entspricht.



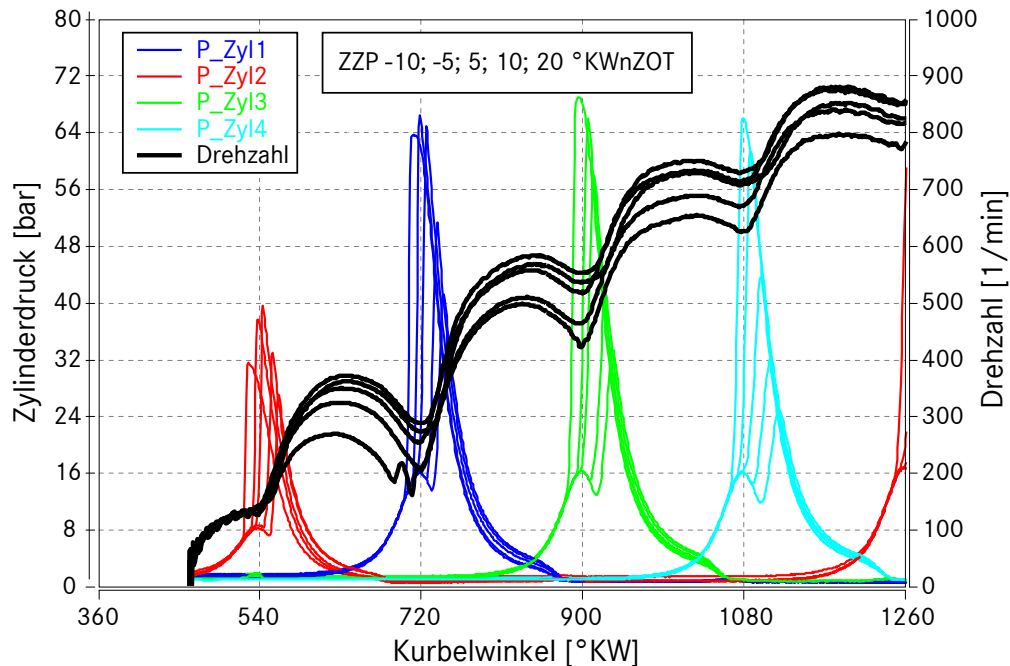


Abbildung 4-13: Variation des festen ZZP beim Start (gemessen)

### 4.2.7 Wärmeverluste im Zylinder

Neben der Berechnung der freigesetzten Wärme aus der Verbrennung sind die Wärmeverluste des Brennraums zu berücksichtigen. Diese teilen sich auf in den Wandwärmestrom aus dem Zylinder und in die Wärme, die aufgewendet wird, um den eingespritzten flüssigen Kraftstoff zu verdampfen.

#### 4.2.7.1 Wandwärmeübergang im Zylinder

Der konvektive Wandwärmestrom im Zylinder ergibt sich aus dem Newton'schen Ansatz ( 4-20 ) als Produkt aus dem Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  mit der momentanen Brennraumfläche  $A_{Br}$  und der treibenden Temperaturdifferenz aus Brennraumwandtemperatur  $T_w$  und der örtlich gemittelten Gas-temperatur  $T_{Gas}$  im Zylinder. Der Strahlungsanteil des Wärmeübergangs wird dabei dem Wandwärmekoeffizienten  $\alpha$  zugeschlagen [Mer06].

$$\frac{dQ_w}{dt} = \alpha \cdot A_{Br} \cdot (T_w - T_{Gas}) \quad (4-20)$$

Die momentan durch den Zylinder freigegebene Brennraumoberfläche  $A_{Br}$  setzt sich aus der Zylinderkopffläche, der Kolbenfläche und der kurbelwellen-abhängigen Laufbuchsenfläche zusammen und ist damit selbst kurbelwellen-abhängig.

Die mittlere Gastemperatur ergibt sich aus der Zustandsgleichung für ideale Gase (Gleichung ( 4-11 )). Für die gasseitige Wandoberflächentemperatur wird wegen der geringen zyklischen Schwankungen ein über die Arbeitsspiele gemittelter konstanter Wert von  $T_w = 440 \text{ K}$  angenommen [Pis02][Sch06].

Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten wird der vereinfachte halbempirische Ansatz nach Woschni (1965) verwendet [Wos65]. Dieser besteht auf der einen Seite durch seine Einfachheit und Übersichtlichkeit und auf der anderen Seite wird die Komplexität der Vorgänge durch die Verwendung verschiedener Konstanten für die einzelnen Arbeitstakte und Motorarten dennoch gut abgebildet.

Der Wärmeübergang nach Woschni beruht auf der Annahme einer stationären, vollturbulenten Rohrströmung. Basierend auf Ähnlichkeitsbetrachtungen und temperaturabhängigen Polynomansätzen und schließlich einer Dimensionsanalyse entwickelt Woschni eine halbempirische Potenzgleichung

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (4-21)$$

die er mit der Nusselt-, der Reynolds- und der Prandtl-Zahl, sowie der idealen Gasgleichung und dem Vergleich mit Messwerten in eine Berechnungsvorschrift für  $\alpha$  überführt hat:

$$\alpha = 127,93 \cdot d^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot w^{0,8} \cdot T^{-0,53} \quad (4-22)$$

$$w = C_1 c_m + C_2 \underbrace{\frac{V_h T_1}{p_1 V_1}}_{\text{Verbrennungsglied}} (p - p_0) \quad (4-23)$$

Darin ist  $d$  der Bohrungsdurchmesser als charakteristische Länge. Die Gaseigenschaften werden mit dem Zylinderdruck  $p$  [bar] und der momentanen örtlichen Massenmitteltemperatur  $T$  berücksichtigt.

Die in Gleichung ( 4-23 ) definierte charakteristische Geschwindigkeit  $w$  mit der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  gibt über die Konstanten  $C_1$  und  $C_2$  den Einfluss der Ladungsbewegungen im Brennraum und der Verbrennung wieder, deren Bestimmung z.B. in [Pis02] nachzulesen ist. Der Index 1 im Verbrennungsglied bezeichnet den Zustand bei Beginn der Kompression, die Druckdifferenz  $p - p_0$  den Unterschied zwischen geschlepptem und gefeuertem Druckverlauf.

Der geschleppte Druckverlauf wird unter der Annahme einer polytropen Zustandsänderung berechnet. Der erforderliche Polytropenexponent wird aus der Druck- und Volumenänderung im Kurbelwinkelbereich von  $10^\circ\text{KW}$  vor dem Zündzeitpunkt aus den Werten zu Beginn und gegen Ende dieses Intervalls berechnet [Mer06].

Die Konstante  $C_2$  wurde von Kolesa (1987) durch eine stetige temperaturabhängige Funktion ersetzt, da seine Untersuchungen einen starken Anstieg des Wandwärmeübergangskoeffizienten bei hohen Wandtemperaturen ergeben haben. Die Verwendung dieser Modifikation hat zu unrealistisch hohen Koeffizienten geführt. Die in der Literatur erwähnten Modifikationen der Woschni'schen Wärmeübergangsgleichung nach Huber (1990) und Vogel (1995), die den Wärmeübergang bei Niedriglast und im geschleppten Betrieb besser abbilden, hingegen sind implementiert worden.

Der Vergleich der Druckverläufe aus Messung und Simulation zeigte allerdings, dass der Ansatz nach Woschni für den Motorhochlauf zu hohe Werte für den Wandwärmestrom ergibt. Ohne eine genaue Messung und Analyse des instationären Wandwärmeübergangs im Start war es nur möglich den Einfluss über eine Angleichung der Druckverläufe aus Messung und Simulation anzupassen. Das Ergebnis aus diesem Vergleich ist, dass  $3/5$  des Woschni'schen Wertes für den Startablauf eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messungen erlaubt (vgl. Abbildung 4-15). Wertvolle Erkenntnisse zur Berechnung des Wandwärmeübergangs während des Motorhochlaufs sind von der Dissertation von Dipl.-Ing. David Lejsek zu erwarten, deren Veröffentlichung für 2009 angekündigt ist.

#### 4.2.7.2 Verdampfungswärme

Des Weiteren muss bei einem direkteinspritzenden Motor die Verdampfungsenthalpie des eingespritzten flüssigen Kraftstoffes berücksichtigt werden. Diese entspricht nach

$$\Delta H_v = \Delta U + p \cdot dV = \Delta Q_v \quad (4-24)$$

einer Wärmemenge, die dem System entzogen wird. Als Folge kühlt sich das Luft-Kraftstoffgemisch ab und der Druck im Zylinder sinkt. Wird vereinfachend verwendet, dass Superbenzin in guter Näherung Oktan entspricht, kann mit der molaren Verdampfungsenthalpie von Oktan  $\Delta H_{v,Okt} = 41,56 \text{ kJ/mol}$  aus [Bas04] und seiner molaren Masse von  $M_{Okt} = 114,22 \text{ g/mol}$  die aufgewendete Energie zum Verdampfen des Kraftstoffes berechnet werden:

$$\Delta Q_V = \frac{m_B}{M_{Okt}} \cdot \Delta H_{V,Okt} \quad (4-25)$$

In Abbildung 4-14 wird der Einfluss der Verdampfungsenthalpie auf den Druckverlauf dargestellt. Es ist zu sehen, dass der Druck nach Einspritzungsbeginn signifikant abnimmt, weshalb der Druck im Zylinder bei Verbrennungsbeginn niedriger liegt. Wie der Vergleich mit Messungen zeigt, ist genau dieses Phänomen wie zu erwarten dort auch zu sehen (Abbildung 4-15).

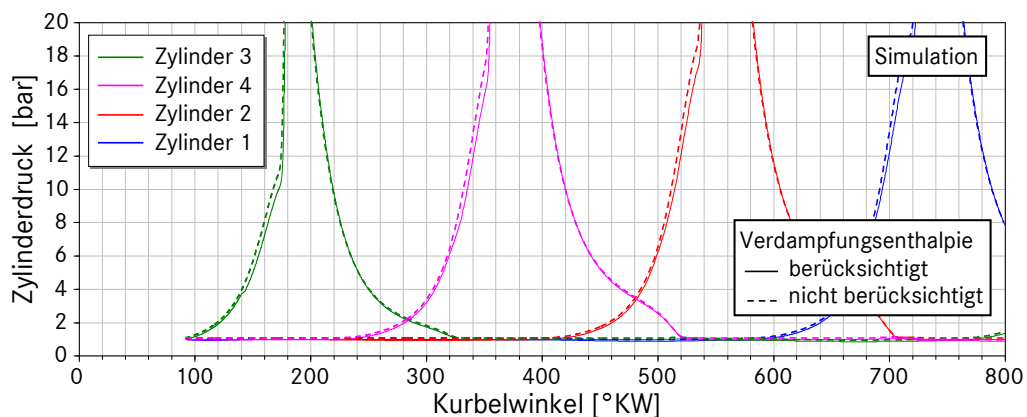


Abbildung 4-14: Einfluss der Verdampfungsenthalpie auf den Druckverlauf

#### 4.2.8 Validierung des Simulationsmodells

Während aller Phasen des Modellaufbaus wurden die Verläufe der wichtigsten Größen (Drehzahl, Saugrohrdruck, Zylinderdruck und -temperatur, Massenströme) überprüft und durch Parametervariationen in zulässigen Bereichen verifiziert. Damit wurde sichergestellt, dass die Simulationsergebnisse des Motormodells grundsätzlich den Vorgängen des realen Verbrennungsmotors entsprechen.

Zur endgültigen Validierung des Modells wurden Messdaten im Modell hinterlegt und mit den simulierten Ergebnissen verglichen. Dabei hat sich gezeigt, dass der Startablauf auch bei gleichen Randbedingungen Schwankungen unterworfen ist, die zum einen für den Abgleich zu Kompromissen in der Übereinstimmung führen, zum anderen aber den Einsatz eines Simulationsmodells zur selektiven Parameteranalyse rechtfertigen. Die Modellfeinkalibrierung anhand der Messdaten umfasste dabei im Wesentlichen die Reibungskennlinie, die Gesamtmotorträgheit und die Kraftstoffmenge für die erste Verbrennung.

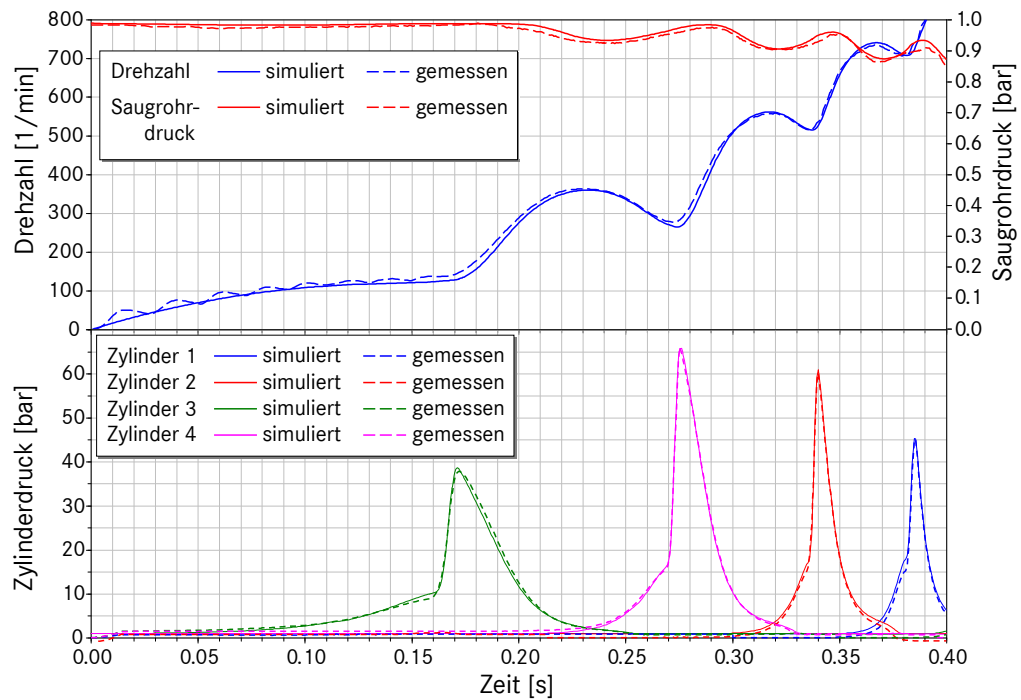


Abbildung 4-15: Vergleich zwischen Mess- und Simulationsdaten

In Abbildung 4-15 sind die gemessenen und simulierten Verläufe von Drehzahl, Saugrohrdruck und Zylinderdrücke einander gegenübergestellt. Es ist zu erkennen, dass eine sehr genaue Übereinstimmung zwischen Modell und Messung vorliegt und das Modell folglich für Detailuntersuchungen des Startablaufs herangezogen werden kann.



## Kapitel 5

### Untersuchungen zum Quick Start

Mit dem Begriff Quick Start wird im Folgenden der starterunterstützte Direktstart, also die Kombination aus Anlasserstart und Direktstart, bezeichnet. Dieser Startart vereint die kurze Startdauer eines Direktstarts mit der Zuverlässigkeit eines Anlasserstarts. Dabei wird in Abhängigkeit von der Startposition der Kurbelwelle und der Betriebsstrategie entweder in den ersten Kompressionstakt (Fast Quick Start) oder erst in den zweiten Kompressionstakt (Slow Quick Start) eingespritzt. Außerdem werden die in Kapitel 5.1 definierten Starts darin unterschieden, ob der Anlasser nur während der ersten oder auch noch während der zweiten Kompression aktiv ist.

Die Vorteile des Quick Starts gegenüber einem konventionellen Anlasserstart sind hier zur Vollständigkeit noch einmal aufgeführt und werden in den Untersuchungen dieses Kapitels im Einzelnen belegt:

- Schneller, da die Verbrennungen deutlich früher einsetzen
- Leiser, da der Anlasser nur sehr kurz unterstützt
- Effizienter, da weniger elektrische Energie verbraucht wird

Neben dem Ziel den Quick Start zu analysieren, lag der Fokus auch darauf, Verbesserungspotenziale aufzuzeigen. Vor dem Hintergrund der Optimierung ergibt sich der Aufbau der Unterkapitel wie folgt:

- (1) Zunächst werden die verschiedenen Quick Starts definiert und ihre Funktionsweise erläutert (Kapitel 5.1).
- (2) Aus der funktionalen Unterscheidung zwischen Slow Quick Start (SQS) und Fast Quick Start (FQS) werden Startwinkelbereiche errechnet, aus denen die verschiedenen Quick Starts erfolgen können (Kapitel 5.2).

- (3) Aus dem Vergleich der Quick Start Varianten anhand der Startbewertungskriterien ergibt sich die Forderung, jeden Wiederstart als Fast Quick Start durchzuführen (Kapitel 5.3).
- (4) Mit der Annahme, dass der Startwinkel mit der Stoppposition gleichgesetzt werden kann, werden die Haupteinflussgrößen auf die Motorstoppposition diskutiert. Anhand zahlreicher Auslaufversuche wird eine Drosselklappenstrategie entwickelt, die den Motor zuverlässig im Startwinkelbereich für den Fast Quick Start zum Stoppen bringt bei gleichzeitig nur geringen Komforteinbußen (Kapitel 5.4).

Das Kapitel 5 „Untersuchungen zum Quick Start“ wird durch Variation der für den Start relevanten Parameter in der Simulation ergänzt (Kapitel 5.5), um die Robustheit der gefunden Ergebnisse und die Einflussgrößen auf den FQS zu analysieren. Abschließend werden mögliche Verbesserungspotenziale am Starter-Motor vorgestellt (Kapitel 5.6) und erforderliche Systemanpassungen genannt (Kapitel 5.7).

## 5.1 Definitionen von Slow und Fast Quick Start

Die Begriffe Slow und Fast Quick Start werden durch die Anzahl der ungefeuerten Arbeitstakte nach Andrehen definiert und sind aufgrund bekannter Kurbelwellenposition vom konventionellen Anlasserstart zu unterscheiden:

**Konventioneller Start (KS):** Der Starter treibt den VM an, bis die Synchronisation der Kurbelwellenposition mit dem Motorsteuergerät stattgefunden hat; erst danach wird eingespritzt und gezündet.

**Slow Quick Start (SQS):** Die Position der Kurbelwelle ist bekannt, der Starter unterstützt den VM beim Andrehen und der zweite Arbeitstakt wird befeuert.

**Fast Quick Start (FQS):** Die Position der Kurbelwelle ist bekannt, der Starter unterstützt den VM beim Andrehen und der erste Arbeitstakt wird befeuert.



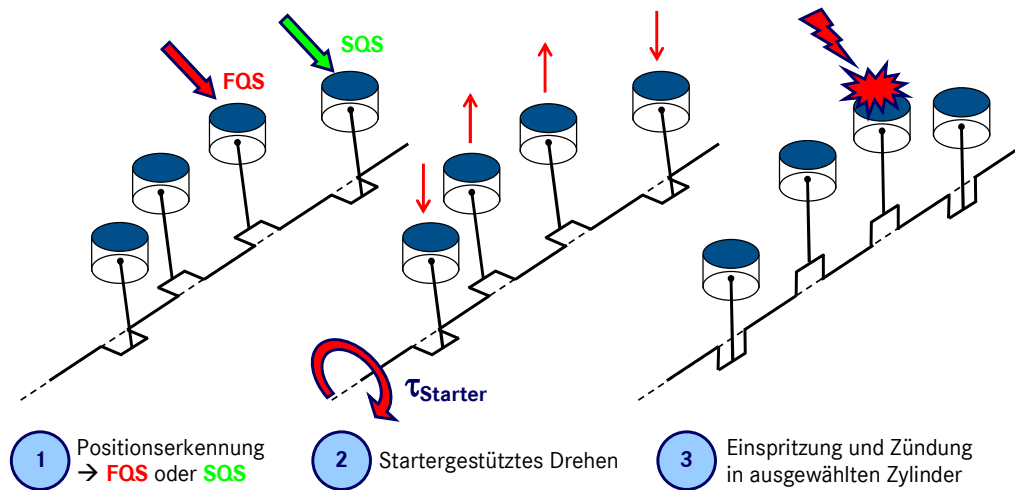


Abbildung 5-1: Schematischer Ablauf des Quick Starts

Das Funktionsprinzip des Quick Starts ist schematisch in Abbildung 5-1 dargestellt. ① Aus der Kenntnis der aktuellen Kurbelwellenposition (Kapitel 2.1.3) zum Zeitpunkt der Startanforderung wird der Zylinder detektiert, der sich im Kompressionstakt befindet. Aus seinem Abstand zum ZOT (sowie dem Druck und der Temperatur der Zylinderfüllung) und der gewählten Betriebsstrategie wird schon während des Stillstands entschieden, ob in den ersten (FQS) oder in den zweiten (SQS) Kompressionstakt eingespritzt wird. Die entsprechende Kraftstoffmenge und der Einspritzzeitpunkt für diesen Takt sowie der Zündwinkel für den ersten gefeuerten Arbeitstakt werden berechnet. ② Das Losbrechmoment des VM wird nun durch den Starter überwunden und der Motor wird angedreht. ③ Die berechnete Menge Kraftstoff wird zu dem bestimmten Zeitpunkt in den Startzylinder eingespritzt und gezündet (in Abbildung 5-1 ist ein FQS gezeigt). Die Einspritzung in den Startzylinder erfolgt dabei möglichst mit Hochdruck ( $> 40$  bar, entspricht einem Differenzdruck zur Zylindermasse von etwa 20 bar), um durch die hohe Zerstäubung eine gute Gemischbildung trotz der geringen Ladungsbewegung zu erzielen (Kapitel 2.3). Durch die Verbrennung beschleunigt der Motor und wird durch die folgenden Einspritzungen und Zündungen analog zum konventionellen Anlasserstart sukzessive bis auf Leerlaufdrehzahl gebracht.

In Abbildung 5-2 auf Seite 66 sind die gemessenen Drehzahlverläufe dieser Startarten dargestellt und dem konventionellen Start gegenübergestellt. Der vom konventionellen über den Slow zum Quick Start kürzer werdende erste Bereich ① des flachen Drehzahlanstiegs entspricht der Zeit, währenddessen der Starter im Eingriff ist. Der Drehzahlhochlauf im zweiten Bereich ② ergibt sich aus den einzelnen Verbrennungen im gefeuerten Motorbetrieb.

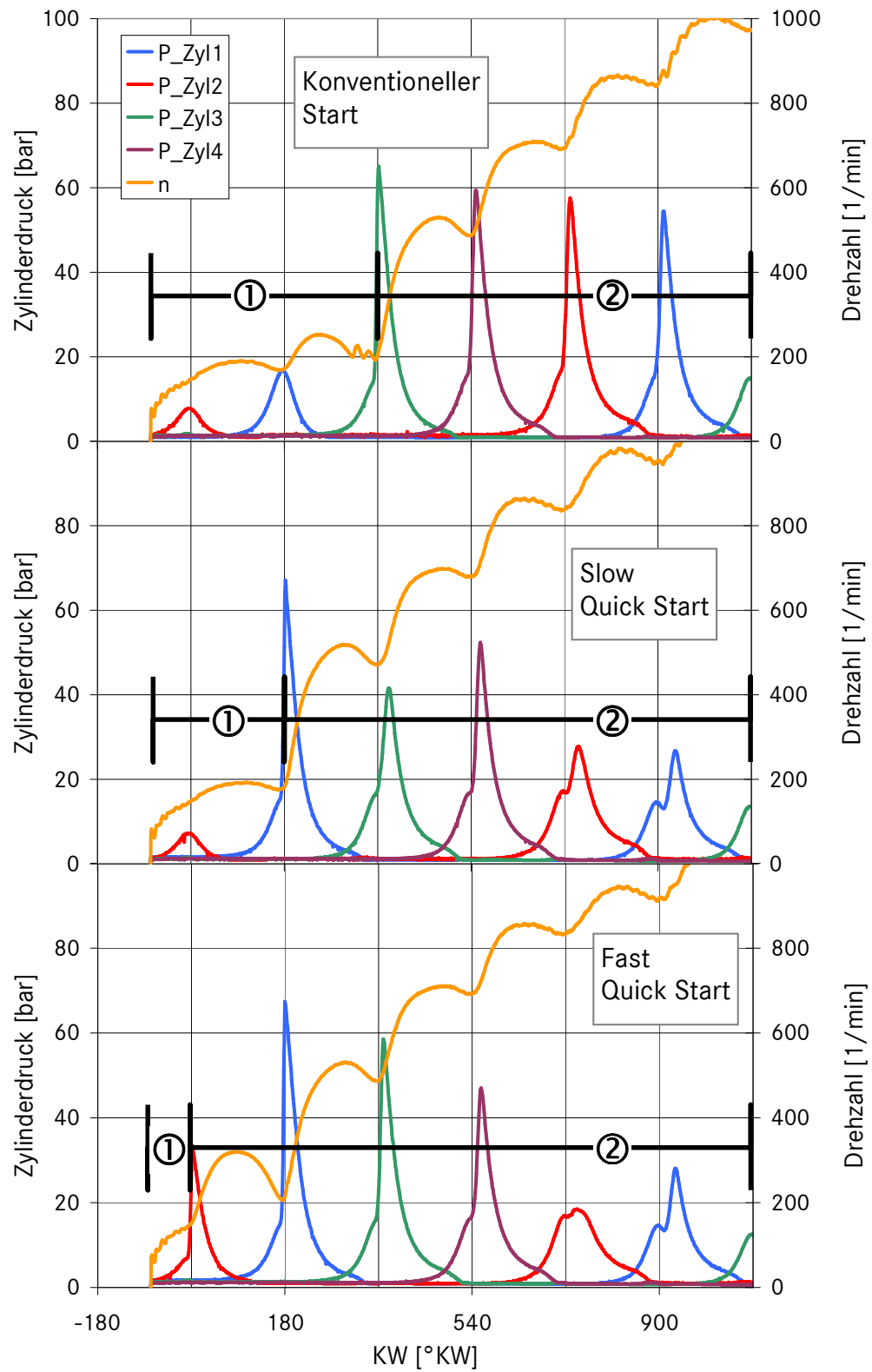


Abbildung 5-2: Gemessene Drehzahlen und Zylinderdrücke von konventionellem Start sowie von Slow and Fast Quick Start

Die Heizverläufe von Slow und Fast Quick Start werden in Abbildung 5-3 gezeigt (vgl. Abbildung 4-5: Heizverläufe konventioneller Anlasserstarts). Es ist sehr gut zu erkennen, dass sich SQS und FQS, wie zu erwarten war, besonders im 1. Arbeitsspiel deutlich unterscheiden. Für den SQS steht, ähnlich wie für den konventionellen Anlasserstart, eine volle Zylinderluftfüllung für die erste Verbrennung zur Verfügung. Dem FQS hingegen steht in diesem Beispiel eine deutlich reduzierte Frischluftmasse für die Verbrennung zur Verfügung, weshalb dementsprechend weniger Kraftstoff eingespritzt wird. Deshalb liegt die Wärmefreisetzung weit unterhalb der des SQS und sogar unterhalb der zweiten Verbrennung des FQS, die mit gleichem ZZP gefahren wird.

Außerdem ist anhand der Heizverläufe zu erkennen, dass sich der SQS bereits im vierten Arbeitsspiel in der Leerlaufregelung befindet, der FQS hingegen noch im gesteuerten Startablauf. Dies zeigt sich darin, dass der Heizverlauf des vierten Arbeitsspiels im SQS aufgrund des sehr späten ZZP und der reduzierten Frischluftmasse wegen geschlossener Drosselklappe sehr flach und ausgezehnt verläuft.

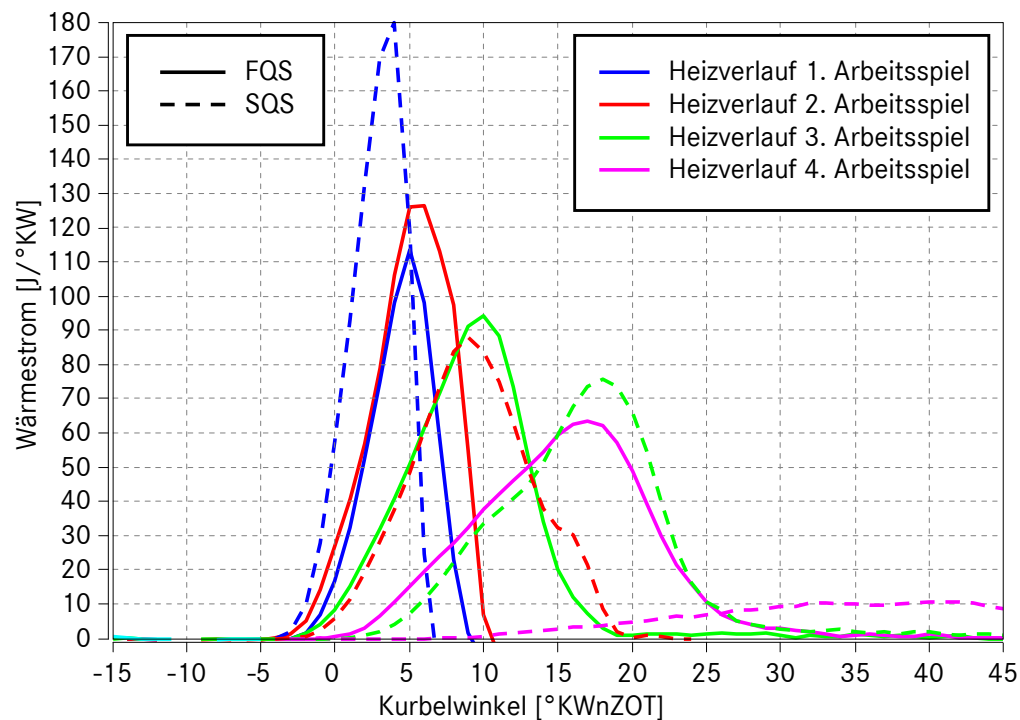


Abbildung 5-3: Heizverläufe von SQS und FQS

Auf einen Sonderfall soll an dieser Stelle eingegangen werden: Es ist theoretisch möglich, dass der VM in einer Position steht, bei der sich der detektierte Zylinder so dicht vor dem ZOT befindet, dass bei einer Einspritzung in diesen Zylinder der Kolbenboden benetzt würde. Dies ist unbedingt zu vermeiden, da dieser Kraftstoff nicht an der Verbrennung teilnimmt und somit den Verbrauch und die Emissionen erhöhen würde. In diesem Fall sollte die erste Verbrennung unabhängig von anderen Kriterien erst in den beim Stillstand im Ansaugtakt befindlichen Zylinder erfolgen. Aus den Berechnungen und Versuchen zum Motorauslauf, die in Kapitel 5.2 und 5.4 gezeigt werden, geht hervor, dass sich eine solche Stellung in der Praxis nicht ohne externen Einfluss ergibt, weshalb die Betrachtung dieser Ausnahme vernachlässigt werden kann.

Wird von diesem Sonderfall abgesehen, muss neben der grundsätzlichen Definition von Fast und Slow Quick Start noch unterschieden werden, ob der Starter den Hochlauf beim FQS nur in der ersten oder auch in der zweiten Kompression unterstützt. Zum einen kann letzteres erforderlich sein, um ein Abwürgen zu verhindern. Dies ist der Fall, wenn die Energiefreisetzung aus der ersten Verbrennung nicht ausreicht um den Kompressionstakt des in der Zündreihenfolge nächsten Zylinders zu vollenden. Den Starter auch während der zweiten Kompression noch eingespart zu lassen, kann zum anderen aber auch aus Gründen der Startdauer erfolgen. Diese zusätzliche Fallunterscheidung wird in Kapitel 5.3 aufgegriffen und diskutiert.

## 5.2 Abhängigkeit des Quick Starts vom Startwinkel

Wie im vorstehenden Abschnitt beschrieben, ist ein wichtiges Unterscheidungsmerkmal des Quick Starts, ob die freigesetzte Energie aus der ersten Verbrennung ausreicht, den folgenden Kompressionstakt (Kompression plus Motorreibung) abzuschließen. Die nachstehende Bestimmung dieser mindestens notwendigen Energie wird in die Berechnung eines Startwinkels überführt, der die erforderliche Frischluftmasse bereitstellt.

Die freigesetzte mechanische Energie des ersten Arbeitsspiels, dessen Verdichtung vollständig vom Starter durchgeführt wurde, berechnet sich aus

$$W_{\text{Erstverbrennung}} = \int_{\text{ZOT}}^{\text{ZUT}} p dV \quad (5-1)$$

Diese Energie  $W_{\text{Erstverbrennung}}$  entspricht der blau schraffierten Fläche im pV-Diagramm schematisch dargestellt in der Abbildung 5-4.

Parallel zur Expansion durch die 1. Verbrennung verrichtet der in der Zündreihenfolge nächste Zylinder Kompressionsarbeit. Diese ist in Abbildung 5-4 rot schraffiert zu sehen. Der Energiebedarf  $W_{\text{Kompression}}$  für diese Kompression vor der 2. Verbrennung wurde in zahlreichen Messungen untersucht und beträgt:

$$W_{\text{Kompression}} = \int_{\text{LUT}}^{\text{ZOT}} p dV = 127 \text{ J.} \quad (5-2)$$

Um die minimal freizusetzende Energie  $W_{\text{Erstverbr,min}}$  aus der ersten Verbrennung berechnen zu können, müssen zu diesem Wert die Reibverluste während dieser initialen Startperiode bei sehr langsamer Winkelgeschwindigkeit addiert werden. Aus den Ergebnissen von Kapitel 4.1.3 ergibt sich ein Reibmoment von 10,5 Nm für Drehzahlen kleiner 250 U/min. Daraus ergeben sich Reibverluste von 22 J für zwei Hübe. Deshalb muss die aus der ersten Verbrennung freigesetzte Energie mindestens

$$W_{\text{Erstverbr,min}} = W_{\text{Kompression}} + W_{\text{Reibung}} = 149 \text{ J} \quad (5-3)$$

betragen.

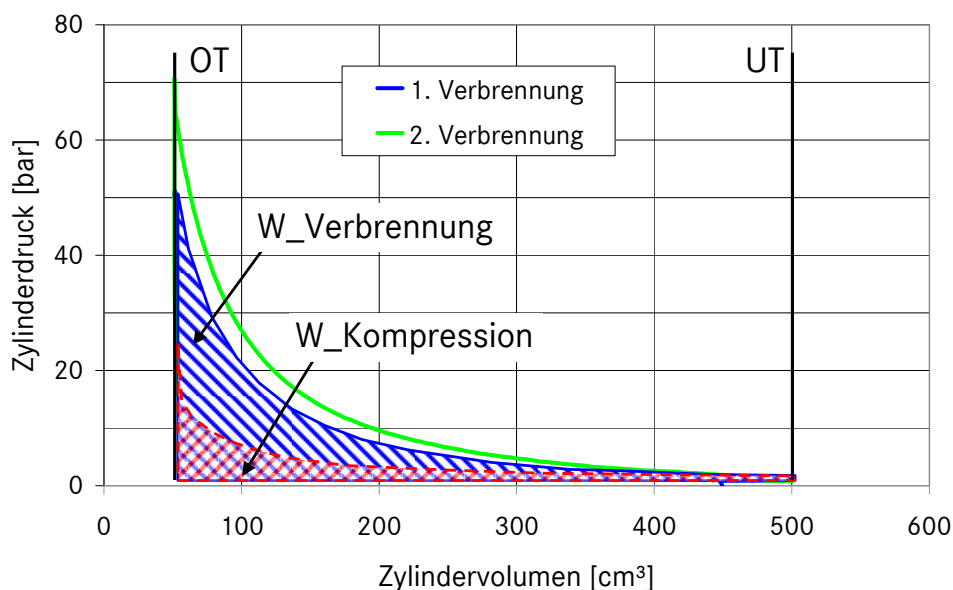


Abbildung 5-4: pV-Diagramm

Nach Pischinger [Pis02] und Basshuysen [Bas02] können die Abgasenthalpie und die Wärmeverluste mit etwa 40% der eingebrachten Energie abgeschätzt werden. Dieser Wert konnte durch mehrere Startmessungen mit einem thermischen Wirkungsgrad von

$$\eta_{th} = \frac{W_{Verbrennung}}{Q_{Br}} = 0,6 \quad (5-4)$$

bestätigt werden. Dabei wird mit der kumulierten Wärmefreisetzung aus dem indizierten Zylinderdruck gerechnet. Damit ergibt sich die minimal bei der 1. Verbrennung freizusetzende Wärmemenge zu

$$Q_{Erstverbr,min} = \frac{W_{Erstverbr,min}}{\eta_{th}} = 248 \text{ J} . \quad (5-5)$$

Aufgrund der schlechten Gemischaufbereitung der 1. Verbrennung nimmt nur ein Teil der Luftmasse tatsächlich an der Verbrennung teil. Das liegt zum einen an dem hohen Restgasanteil aus dem vorhergehenden Motorlauf und zum anderen an der geringen Ladungsbewegung. Dieser Mischungsgrad  $\eta_{Mischung}$ , der auch die Leckage von Gasmasse aus dem Zylinder berücksichtigt, wurde in mehreren Versuchen zu etwa 50% bestimmt. Damit lässt sich unter der Annahme eines stöchiometrischen Luft/Kraftstoff-Verhältnisses die benötigte Luftmasse im Startzylinder berechnen:

$$m_{Luft,min} = L_{st} \cdot \frac{1}{\eta_{Mischung}} \cdot \frac{Q_{Erstverbr,min}}{H_u} = 179 \text{ mg} \quad (5-6)$$

Im stillstehenden Motor muss also mindestens eine Luftmasse von 179 mg in dem Zylinder vorhanden sein, der sich im Kompressionstakt befindet, damit die Energie aus der 1. Verbrennung für eine FQS ausreicht.

Aus dieser Forderung lässt sich mit dem idealen Gasgesetz

$$m_{Luft}(\varphi) = \frac{p_{Umgebung} \cdot V_{Zyl}(\varphi)}{R_{Luft} \cdot T_{Zyl}} \quad (5-7)$$

zusammen mit den geometrischen Gleichungen

$$V_{Zyl}(\varphi) = V_C + A_{Kolben} \cdot s(\varphi)$$

$$s(\varphi) = r \cdot \left[ 1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda_s} \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda_s^2 \cdot \sin^2 \varphi} \right) \right] \quad (5-8)$$

mit:  $V_C$ : Kompressionsvolumen

$A_{Kolben}$ : Kolbenbodenoberfläche

$\lambda_s$ : Pleuelstangenverhältnis

der ideale Startwinkel  $\varphi_{ideal}$  berechnen. Mit den Parametern des untersuchten Motors ergibt sich dieser Winkel zu  $\varphi_{ideal} = 59^\circ \text{KWvZOT}$  bei betriebswarmem Motor ( $T_{Zyl} = T_{KW} = 350 \text{K}$ ) und Umgebungsdruck beim Wiederstart.

Wie in Kapitel 4.1.5 beschrieben und untersucht kann der Gaszustand von diesen Werten für Temperatur und Druck allerdings signifikant abweichen, falls die Stoppdauer sehr kurz war. Dies ist für die in Kapitel 2.1.2 beschriebene Change-of-Mind-Situation relevant, weil durch einen möglichen Überdruck im Startzylinder auch Startwinkel kleiner als  $59^\circ \text{KWvZOT}$  genügend Frischluftmasse für einen FQS zur Verfügung stellen. Die abnehmende Gastemperatur kurz nach dem Motorstillstand hat einen entsprechend gegenläufigen Effekt auf die Frischluftmasse im Zylinder. Wird die Zeitabhängigkeit der Größen Temperatur und Druck berücksichtigt, dann muss Gleichung (5-7) wie folgt umgeschrieben werden:

$$m_{Luft}(\varphi, t) = \frac{p_{Zyl}(t) \cdot V_{Zyl}(\varphi)}{R_{Luft} \cdot T_{Zyl}(t)} \quad (5-9)$$

Mit den Verläufen für die Druck- und die Temperaturabnahme aus den in Kapitel 4.1.5 vorgestellten Messungen ergibt sich die resultierende Funktion  $\varphi_{ideal}(t)$ , die in Abbildung 5-5 dargestellt ist.

Es ist zu erkennen, dass der Druckabbau die Änderung der Frischluftmasse während der ersten vier Sekunden dominiert, weshalb der absolut kleinste mögliche Winkel direkt zum Zeitpunkt des Stillstands ( $t = 0 \text{s}$ ) möglich ist. Dieser ergibt sich zu  $\varphi_{ideal}(0) = 47^\circ \text{KWvZOT}$ . Gefolgt wird dieses Minimum von einem Maximum  $\varphi_{ideal}(4,2) = 61^\circ \text{KWvZOT}$ , das ein wenig größer ist als der stationäre Wert von  $\varphi_{ideal}(t > 20) = 59^\circ \text{KWvZOT}$ .

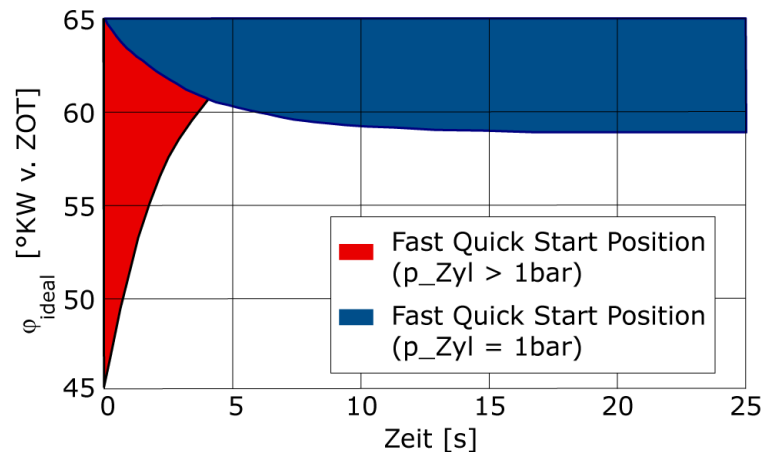


Abbildung 5-5: Zeitabhängigkeit des idealen Startwinkels

Diese Darstellung zeigt auch, dass im für den Startwinkelbereich schlechtesten Fall von einem Change-of-Mind, bei dem der Motor ohne Überdruck zum Stehen kommt, eine Stopposition von mindestens  $65^\circ\text{KWvZOT}$  einzuhalten ist.

Da in aktuellen Motoren aber weder der genaue Zylinderdruck noch die Temperatur bekannt sind, werden die Erkenntnisse zur Erweiterung des FQS-Bereichs aufgrund des Überdrucks im Weiteren nicht berücksichtigt. Die Reduzierung des Startwinkelbereichs auf  $\varphi_{ideal} \geq 65^\circ\text{KWvZOT}$  wegen der überhöhten Temperatur kurz nach Motorstopp hingegen werden berücksichtigt, um auch den schlechtesten Fall für die Wiederstartbedingung abzudecken.

## 5.3 Vergleich und Bewertungen der Quick Starts

### 5.3.1 Startzeit

Für die Bewertung der verschiedenen Quick Starts untereinander ist es ausreichend das Zeitintervall vom Losbrechen des Motors bis zur Leerlaufdrehzahl zu verwenden, das als Startzeit definiert wird. Die Startdauer ergibt sich durch Addition der Zeit für das Einspuren des Starters, die aber für alle Quick Starts gleich lang ist (s. Kapitel 7.3).

In Abbildung 5-6 sind gemessene Startverläufe von Fast, Quick und konventionellem Start gezeigt und der Zeitpunkt des Erreichens der Leerlaufdrehzahl von 750 U/min jeweils markiert. Zu sehen ist, dass die 1. Verbrennung beim FQS bedingt durch die im Vergleich zum Vollhub reduzierte Frischluftmasse und die schlechte Gemischbildung aufgrund der niedrigen Ladungsgeschwindigkeit den VM insgesamt kaum höher beschleunigt als der Starter-Motor den SQS bzw.



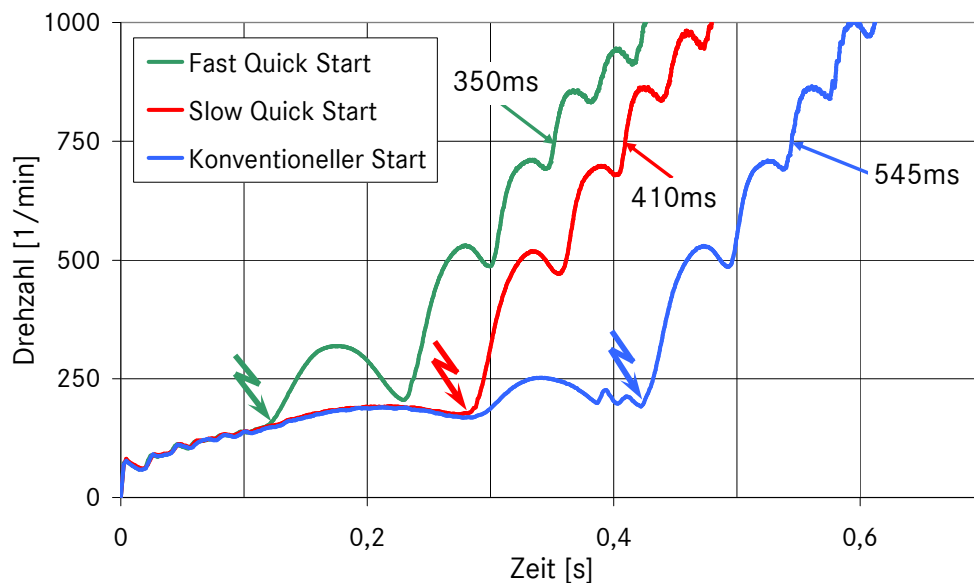


Abbildung 5-6: Startzeiten von Fast, Quick und konventionellem Start

KS. Dadurch, dass sich der VM beim FQS aber im Mittel während der Expansion schneller dreht, findet die 2. Verbrennung früher statt und es ergibt sich für die gezeigte Messung ein Zeitvorteil von 60 ms gegenüber dem SQS.

Der Vergleich der Messergebnisse zahlreicher FQS aus gleicher Startposition (Abbildung 5-7) zeigt, dass sich trotz gleicher Randbedingungen deutliche Unterschiede im Motorhochlauf ergeben. Dieses Resultat verdeutlicht das statistische Verhalten insbesondere der ersten Verbrennungen bei niedrigen Drehzahlen und offenbart somit eine physikalische Grenze, die es verhindert den Start stets reproduzierbar steuern zu können [Lau05].

Für eine weitergehende Untersuchung der Abhängigkeit der Startzeit vom Startwinkel wird deshalb das Simulationsmodell verwendet. Zunächst wird der Slow Quick Start untersucht, bei dem jeweils erst im 2. Arbeitsspiel eingespritzt wird und der Starter-Motor demnach auch während zwei Kompressionen unterstützt. Daran anschließend wird der Fast Quick Start simuliert, woraus sich die Definitionen der Derivate enforced und extended Fast Quick ergeben. Die Simulationsergebnisse sind zusammengefasst in Abbildung 5-8 zu sehen, wobei auf die Besonderheiten der Verläufe im Folgenden im Einzelnen eingegangen wird.

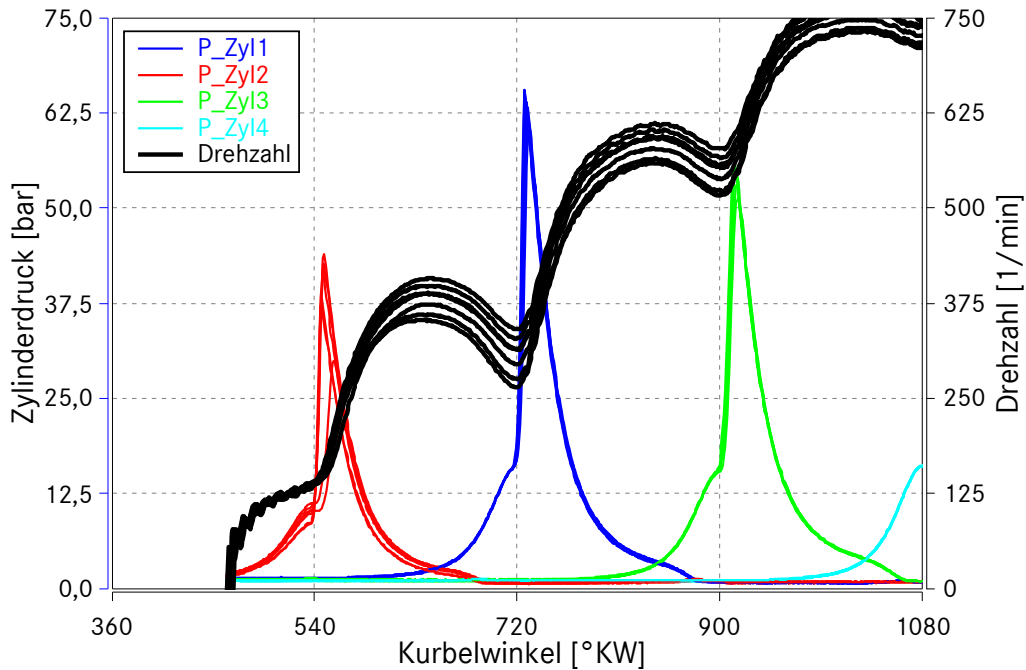


Abbildung 5-7: Reproduzierbarkeit des FQS am Prüfstand

Zusätzlich ist in der Abbildung 5-8 der Ventilhub des Einlassventils (EV) dargestellt. Dieses Ventil ist im Kompressionstakt noch bis  $92^\circ\text{KWvZOT}$  nicht vollständig geschlossen und ermöglicht deshalb bei größeren Startwinkel ein Auschieben von Frischluftmasse zu Beginn des Startvorgangs. Dadurch wird die für die Verbrennung zur Verfügung stehende Sauerstoffmenge reduziert.

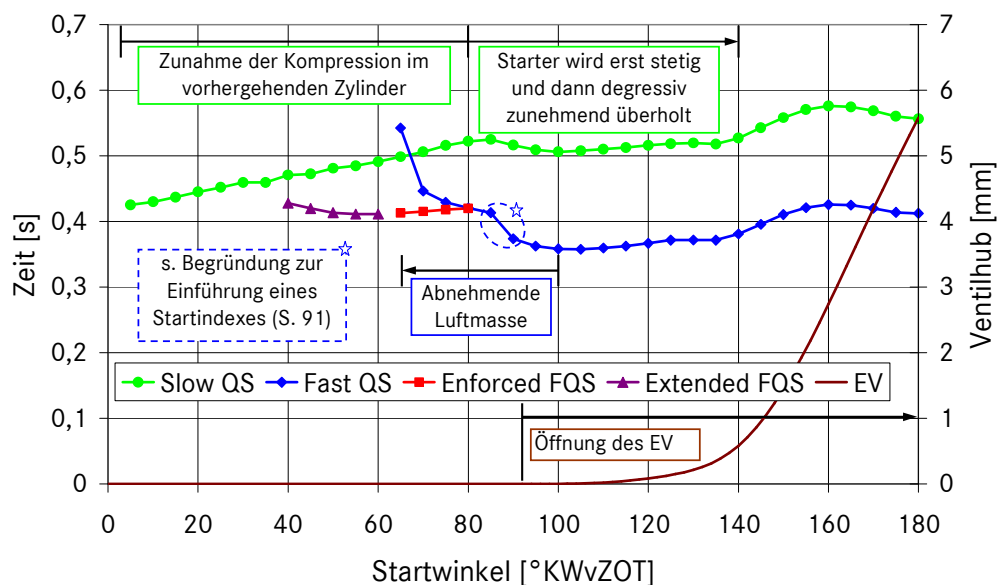


Abbildung 5-8: Simulierte Startzeitverläufe der Quick Starts

### 5.3.1.1 Slow Quick Start

Für die 1. Verbrennung aller Slow Quick Starts gilt, dass eine volle Frischluftladung zur Verfügung steht. Der Startzeitverlauf ist also in erster Linie linear vom Startwinkel abhängig. Außerdem gilt, dass die Kompressionsarbeit im vorhergehenden Zylinder mit größer werdendem Startwinkel zunimmt und sich die Startzeit deshalb verlängert. Die Zunahme des Kompressionsspitzen drucks wird aber durch das bei Startbeginn zunehmend weiter geöffnete Einlassventil limitiert. Wie Abbildung 5-9 im oberen Diagramm zeigt, stellt sich ab ca.  $120^\circ\text{KWvZOT}$  ein etwa konstanter Kompressionsdruck ein, der folglich keinen Einfluss mehr auf den Verlauf der Startzeit ausübt.

Ein interessantes Phänomen ist ab einem Startwinkel von  $70^\circ\text{KWvZOT}$  zu beobachten (Abbildung 5-9, unten). Ab diesem Winkel überholt die Motordrehzahl bei der Expansion des vorhergehenden Zylinders die Drehzahl des Starters. Die Folge ist, dass der Motor zum Zeitpunkt der 1. Verbrennung bereits schneller dreht und die Startzeit deshalb insgesamt abnimmt. Die Höhe des Überschwingens im Freilauf des Starters hängt direkt mit dem erreichten Kompressionsspitzen druck zusammen, der wie bereits beschrieben zunächst stetig zunimmt und ab etwa  $120^\circ\text{KWvZOT}$  einen fast konstanten Wert annimmt.

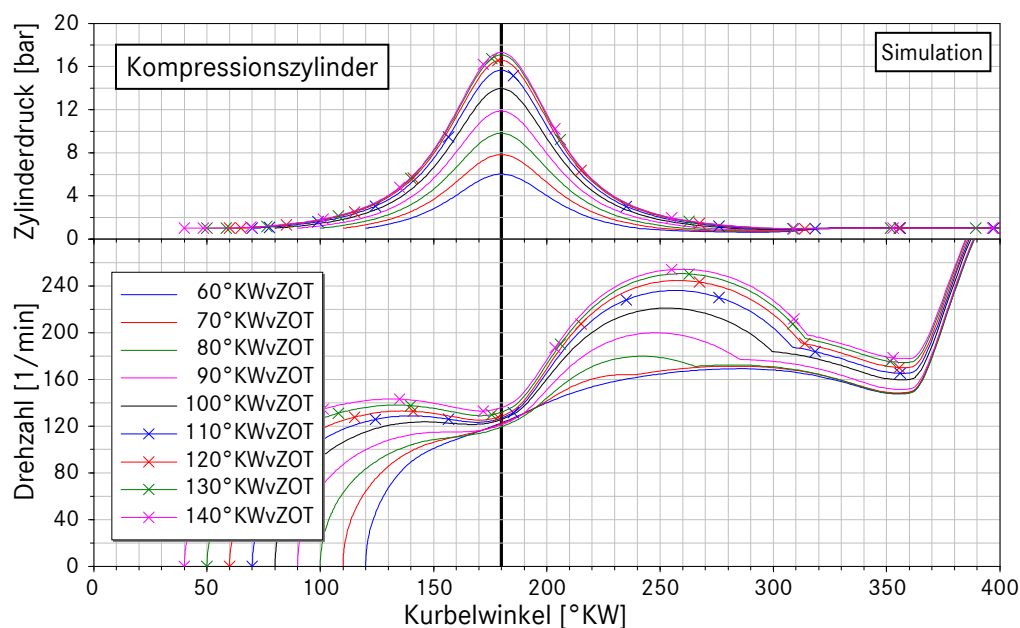


Abbildung 5-9: Slow Quick Start (Startwinkel  $60\text{--}140^\circ\text{KWvZOT}$ )

### 5.3.1.2 Fast Quick Start

Der reine Fast Quick Start benötigt nur für die 1. Kompression eine Unterstützung durch den Starter, weil die freigesetzte Energie aus der 1. Verbrennung ausreicht, um den Kompressionstakt des nächsten Zylinders zu beenden. Der Anlasser kann deshalb automatisch nach der ersten Zündung ausgespart werden. Wie zuvor berechnet ist dies erst ab einem Startwinkel größer als  $65^\circ \text{KWvZOT}$  gegeben. Bei diesem Winkel ergibt sich eine besonders lange Startzeit (Abbildung 5-8), weil die 2. Verbrennung den Motor nahezu aus dem Stillstand beschleunigen muss (vgl. Abbildung 5-11). Wie zu erwarten, nimmt die Startzeit dann im Verlauf trotz größer werdender Startwinkeln zunächst stark ab, weil sich die Energiefreisetzung der 1. Verbrennung proportional zur Frischluftmenge erhöht. Zu erkennen ist dies an der in Abbildung 5-10 dargestellten Zylindermasse (unten) und dem Zylinderdruck (oben). Sobald das Einlassventil bei Startbeginn aber noch geöffnet ist, nähert sich die Frischluftmasse bei Einspritzbeginn einem Maximalwert; der größer werdende Verdichtungs-hub wird deshalb dominant und die Startzeiten werden wieder länger.

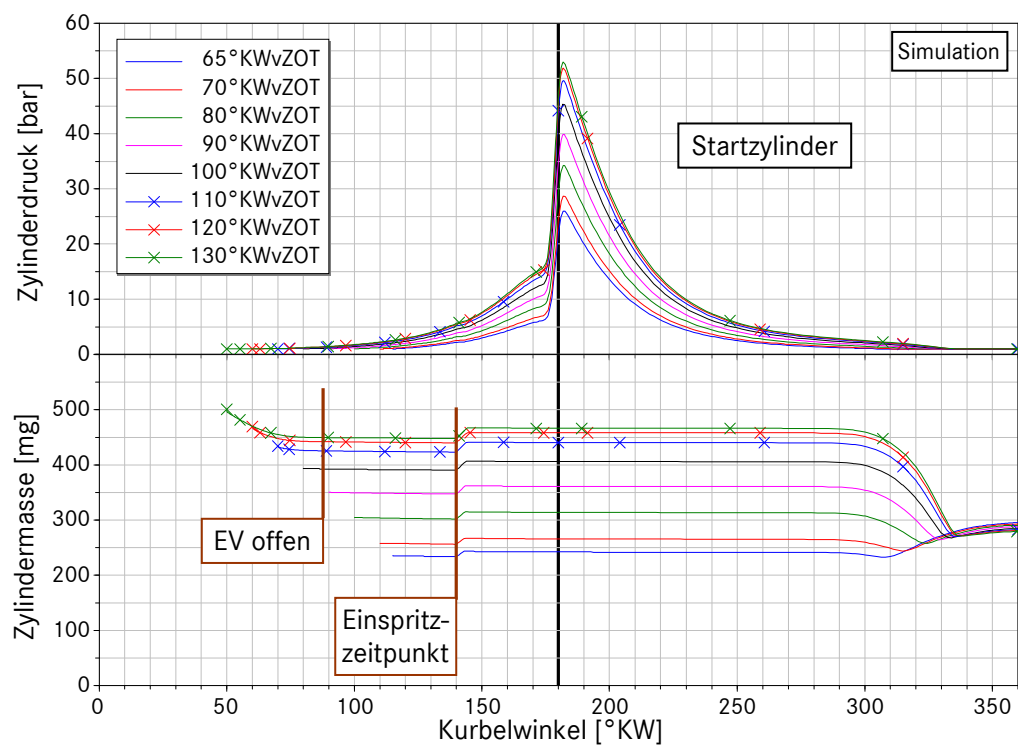


Abbildung 5-10: Fast Quick Start (Startwinkel  $65\text{--}130^\circ \text{KWvZOT}$ )

Aus dem Ergebnis, dass die Startzeit bei Winkeln kleiner als  $70^\circ\text{KWvZOT}$  stark ansteigt und unterhalb von  $65^\circ\text{KWvZOT}$  gar kein reiner Fast Quick Start möglich ist, wurden zwei Derivate des FQS entwickelt und untersucht, bei denen jeweils in den 1. Kompressionstakt eingespritzt wird (FQS), der Starter aber bis zur 2. Verbrennung aktiv bestromt wird:

#### Enforced Fast Quick Start

Als enforced Fast Quick Start werden Starts in einem Winkelbereich bezeichnet, in dem ein reiner Fast Quick Start möglich ist (automatisches Ausspuren des Starters nach der 1. Kompression), der Starter aber trotzdem noch bis zum Vollenden des 2. Kompressionshubs eingespurst bleibt. In Abbildung 5-11 ist zu sehen, dass dadurch in einem Winkelbereich von  $65\text{--}80^\circ\text{KWvZOT}$  das Abfallen der Drehzahl durch die 2. Kompression verringert und damit die Startzeit insgesamt verkürzt werden kann. Die Zeitdifferenz zwischen reinem und enforced Fast Quick Start beträgt maximal 130 ms (beim Startwinkel von  $65^\circ\text{KWvZOT}$ ) (Abbildung 5-8).

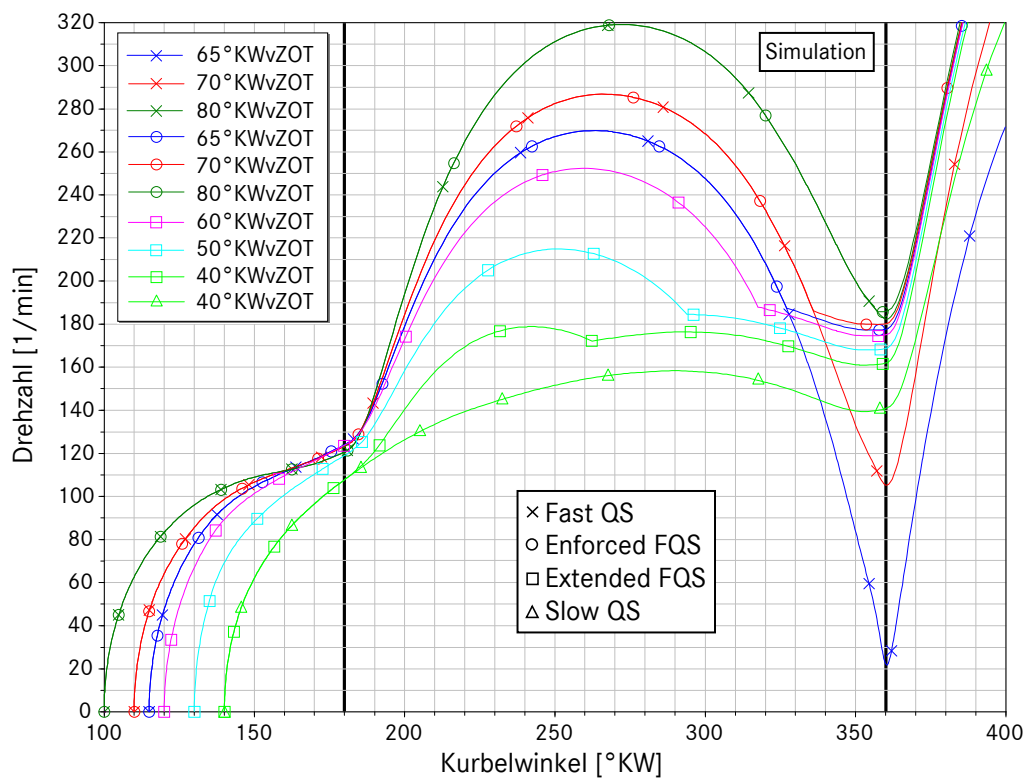


Abbildung 5-11: Enforced und Extended Fast Quick Start

### Extended Fast Quick Start

Der extended Fast Quick Start unterscheidet sich bezüglich des Startablaufs nicht vom enforced FQS, vielmehr erweitert er den Bereich des FQS bis zur Einspritzgrenze von  $40^\circ\text{KWvZOT}$ . Dieser Start ist also keine Alternative zum reinen FQS, sondern zum SQS. In Abbildung 5-11 ist zu sehen, dass die zusätzliche Beschleunigung des Motors durch die 1. Verbrennung in Richtung kleinerer Startwinkel stark abnimmt und der Starter bei dem Grenzwinkel von  $40^\circ\text{KWvZOT}$  vom Motor kaum noch überholt wird. Dennoch ergibt sich auch bei diesem Winkel eine Startzeitdifferenz von 45 ms im Vergleich zum SQS, weil der Starter im Bereich des Freilaufs ( $180\text{--}262^\circ\text{KW}$ ) ohne Belastung durch den VM schneller beschleunigt und das Abbremsen des VM bei einer höheren Geschwindigkeit stoppt (die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen extended FQS und SQS bei einem Startwinkel von  $40^\circ\text{KWvZOT}$  beträgt 17 U/min nach  $222^\circ\text{KW}$ ).

## **5.3.2 Startkomfort**

Die Bewertung des Startkomforts für die vorgestellten Quick Starts soll sich an dieser Stelle auf die Geräuschemissionen und die Vibrationen beschränken und nur relativ zueinander erfolgen; d.h. eine allen Quick Starts gemeinsame Charakteristik wird hier nur aufgeführt. Eine umfassende Bewertung des Komforts findet in Kapitel 7.3 statt.

### **5.3.2.1 Geräuschemissionen**

Alle Quick Starts beginnen mit dem Einspielen des Starter-Motors. Dabei lässt sich im Fahrzeug weniger das Schalten des Einrückrelais jedoch deutlicher das Klacken vernehmen, das entsteht, wenn das Ritzel auf den Anlasserkranz stößt.

Als unangenehm wird insbesondere das Durchdreh- und Überholgeräusch empfunden, das entsteht während der Starter bestromt wird. Es wird typischerweise als Anlasserheulen oder -jaulen bezeichnet. Störend sind dabei insbesondere die drehzahlabhängige Frequenzänderung und das Geräusch beim Abbremsen des Starters durch die Kompression. Dieses Phänomen tritt beim FQS nicht auf, da der Starter nur während der ersten Beschleunigung bis zum ZOT bestromt wird. Die verkürzte Eingriffszeit des Starters führt auch zu einer deutlichen Verbesserung des subjektiven Akustikkomforts. Zur Veranschaulichung dieser Sachverhalte sind in Abbildung 5-12 für ausgewählte Quick Starts und Startwinkel die Drehzahlverläufe des Starters gezeigt.

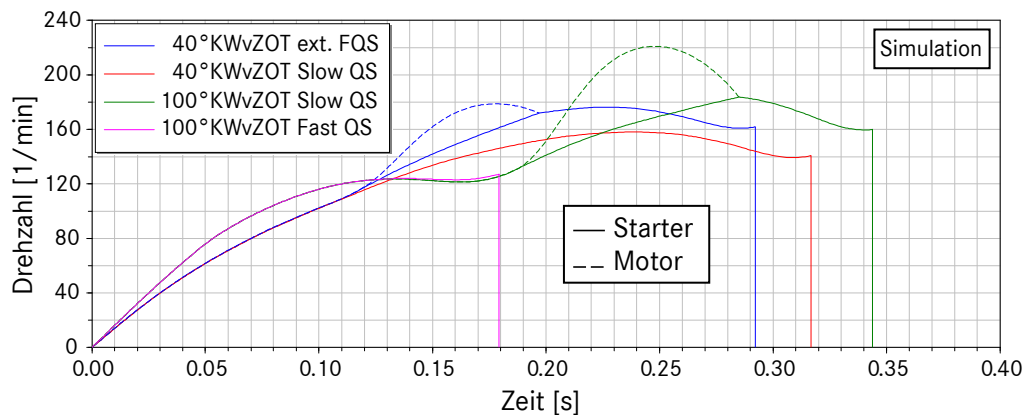


Abbildung 5-12: Drehzahlverläufe des Starter-Motors bei Quick Starts

Am Prüfstand zusätzlich wahrnehmbar ist das asynchrone Drehzahlverhalten von VM und Anlasser, sobald sich dieser zeitweise im Freilauf befindet. Dies ist in Abbildung 5-12 zusätzlich exemplarisch für einen extended FQS (Startwinkel  $40^\circ\text{KWvZOT}$ ) und einen SQS (Startwinkel  $100^\circ\text{KWvZOT}$ ) durch die gestrichelten Linien dargestellt.

### 5.3.2.2 Vibrationen

Die während des Starts spürbaren Vibrationen sind wie Kapitel 2.1.4 beschrieben in erster Linie von der Anregungsamplitude während des Durchlaufens der Eigenfrequenzen des VM abhängig.

Als Maß für die Vibrationen werden aus der geschwindigkeitsproportionalen Dämpferkraft und der auslenkungsproportionalen Federkraft die Lagerkräfte berechnet. Müller weist nach [Mue09, Kapitel 5.5.2 „Lagerkraft als repräsentative Größe zur Komfortbewertung am Prüfstand“], dass die um Größenordnungen dominierende Anregungskomponente die Lagerkraft in z-Richtung (Fahrzeughochachse) ist, weshalb diese im Folgenden als charakteristische Größe für die Vibration betrachtet wird.

Wie die gemessenen Startverläufe in Abbildung 5-6 erwarten lassen, hat der SQS diesbezüglich Vorteile gegenüber dem FQS. Der Bereich der Eigenfrequenzen von 200 bis 500 U/min wird deutlich schneller durchschritten und die Anregung erfolgt im Gegensatz zum FQS nur mit einer statt mit zwei Verbrennungen (Abbildung 5-13).

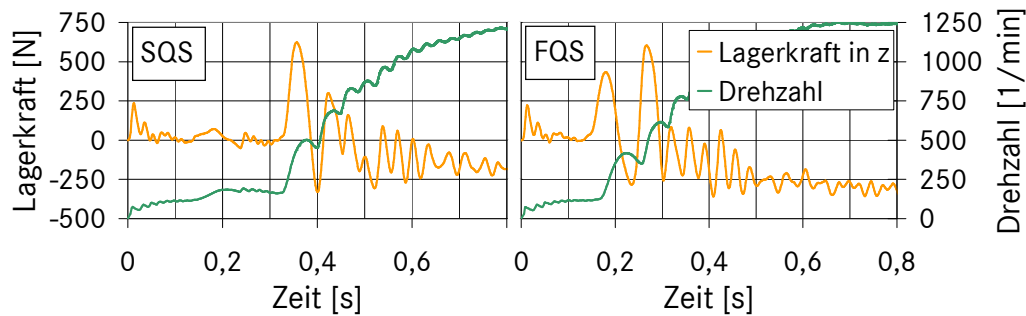


Abbildung 5-13: Vergleich der Vibrationen während des SQS und FQS

Die in Messungen von SQS sehr deutlich auftretenden Drehzahlschwingungen mit hoher Frequenz und kleiner Amplitude sind durch den Freilauf des Starters zu erklären. Wie bereits beschrieben und z.B. in Abbildung 5-9 gezeigt, wird der Starter vom VM bei bestimmten Startwinkeln zunächst überholt und die weiterhin beschleunigende Starterdrehmasse trifft dann im weiteren Verlauf auf die verzögernde Kurbelwelle. Dieses plötzliche Blockieren des Freilaufs äußert sich in messbaren Stößen in der Drehzahl. Da diese Anregung allerdings bei geöffnetem Triebstrang stattfindet und deshalb keine Beschleunigung in Fahrzeuglängsachse stattfinden kann, ist dieses Freilaufverhalten vom Fahrer nicht spürbar.

### 5.3.3 Reproduzierbarkeit

Für die Akzeptanz eines Stopp-/Startsystems ist es von nicht zu unterschätzender Bedeutung, dass es sich in allen für den Fahrer unmittelbar wahrnehmbaren Kriterien subjektiv stets gleich verhält. In erster Linie sind hierbei die Startdauer sowie die Vibrationen und Geräusche zu nennen.

Für einen SQS ist diese Forderung nach Reproduzierbarkeit erfüllt, da der Starter über den gesamten möglichen Startwinkelbereich zwei Kompressionen unterstützt und jeweils erst in den zweiten komprimierenden Zylinder eingespritzt wird. Sowohl die Zeit, in der der Starter aktiv ist, als auch die Startdauer bewegen sich in einem kleinen Intervall.

Wird der reine FQS betrachtet ist auch sein Startverhalten reproduzierbar. Diese Aussage muss allerdings eingeschränkt werden, da ein solcher FQS nicht für Startwinkel kleiner  $65^\circ \text{KWvZOT}$  möglich ist. Darunter bleibt der Starter vernehmlich länger eingespurnt (enforced und extended FQS) oder es ist gar nicht möglich einen FQS durchzuführen (Startwinkel  $< 40^\circ \text{KWvZOT}$ ). Insbesondere das ungleich lange Starterheulen wird dabei deutlich als unterschiedliches Startverhalten bei gleichem Benutzerverhalten wahrgenommen.



### 5.3.4 Elektrischer Energiebedarf

Der elektrische Energiebedarf entspricht beim Quick Start dem Zeitintegral von Starterstrom und Starterklemmenspannung:

$$W_{el} = \int I \cdot U \cdot dt \quad (5-10)$$

Die Aufnahme von Strom und Spannung erfolgte mit einer Frequenz von 1 kHz über das Indiziersystem [Haf08]. Die sich zu den in Abbildung 5-6 gezeigten Starts ergebenden Verläufe sind in Abbildung 5-14 dargestellt. Der kumulierte elektrische Energieverbrauch berechnet sich daraus für den FQS zu 385 J. Der SQS benötigt 650 J und der KS 840 J. Damit benötigt der FQS 40% weniger elektrische Energie als der SQS und 54% weniger als der konventionelle Anlaserstart.

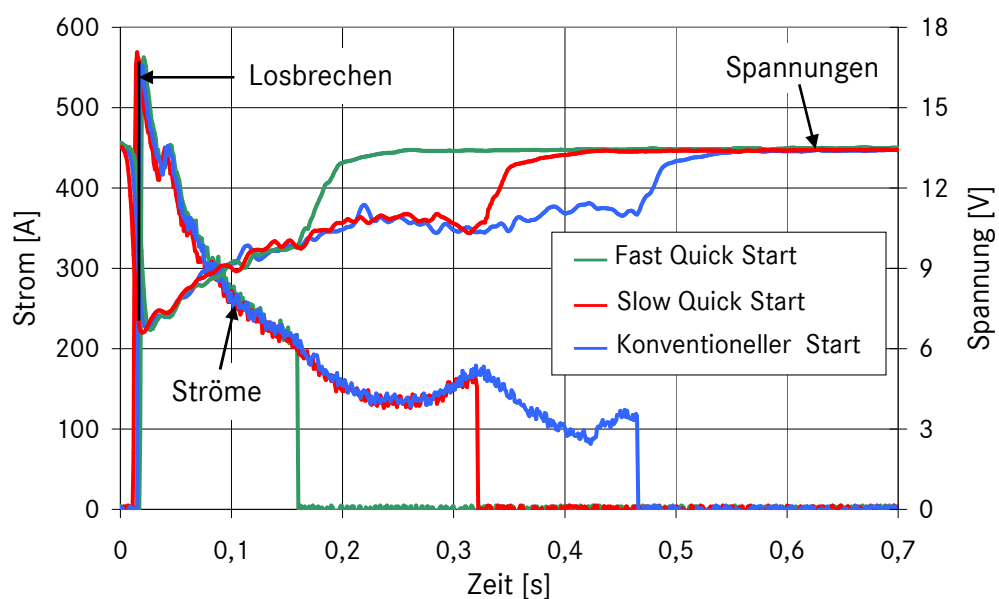


Abbildung 5-14: Strom/Spannung von konventionellem und Quick Starts

### 5.3.5 Zusammenfassende Bewertung der Quick Starts

Den Vergleich der vier verschiedenen Quick Starts abschließen soll eine zusammenfassende Bewertung anhand der vorgestellten Ergebnisse. Die Wertung geschieht dabei relativ zueinander und ihre Differenzierung bzw. Ausprägung nach ihrer subjektiven Gewichtung. Letzteres bedeutet, dass z.B. der

	Slow QS	Fast QS	Enforced FQS	Extended FQS
Startzeit	○	++	++	++
Geräusche	-	+	-	-
Vibrationen	+	-	-	-
Reproduzierbk	++	+	--	--
Energiebedarf	--	+	-	-

Tabelle 5-1: Relative Bewertungsmatrix der Quick Starts

Startzeit eine starke Gewichtung zukommt als den Geräuschen und sie deshalb von Doppelminus bis Doppelplus bewertet wird, die Geräusche entsprechend aber nur von Minus bis Plus differenziert werden. Im Einzelnen ergeben sich die Einträge in Tabelle 5-1 aus den vorhergehenden Unterkapiteln, weshalb an dieser Stelle nur drei Bemerkungen zur Erläuterung erfolgen:

- Die Startzeiten des SQS sind zwar grundsätzlich länger als die der FQS aber trotzdem als befriedigend zu bewerten, da sie alle unterhalb von 600 ms liegen.
- Die Reproduzierbarkeit wurde anhand des Winkelbereichs, in dem der entsprechende Start möglich ist, bewertet.
- Der Bedarf an elektrischer Energie ist bei den enforced und extended FQS etwas geringer als beim SQS, weil die Zeit, in der der Starter bestromt wird (die Zeit bis zur 2. Kompression), kürzer ist.

Anhand dieser Aufstellung wird deutlich, dass die beiden FQS Derivate nur in Frage kommen, falls die Startzeit oberste Priorität hat und der VM im Bereich 40 bis etwa 70°KWvZOT zum Stoppen gekommen ist (vgl. Abbildung 5-8). Die Startzeit über alle anderen Kriterien zu setzen kann sinnvoll sein, wenn z.B. aus der rein elektrischen Fahrt eines P2-Hybrids (Kapitel 2.1) eine plötzliche hohe Drehmomentanforderung durch den Fahrer geschieht. Dann wiegt der Zeitgewinn von bis zu 100 ms die Nachteile gegenüber dem SQS auf.

Die Tabelle 5-1 macht aber auch deutlich, dass der FQS dem SQS bis auf die Vibrationen klar überlegen ist. Im Folgenden wird deshalb untersucht, ob es möglich ist, den FQS reproduzierbar durchzuführen; also immer sicherzustellen, dass der VM in einem Startwinkelbereich >65°KWvZOT zum Stoppen kommt.

## 5.4 Motorauslaufsteuerung über die Drosselklappe

Es ist gezeigt worden, dass die Startposition einen essentiellen Einfluss auf den Quick Start hat. Das Ziel ist, stets genügend Frischluft im Kompressionszylinder vorzuhalten, um einen Fast Quick Start zu ermöglichen. Um dies zu erreichen, muss über eine geeignete Steuerung während des Motorauslaufs sichergestellt werden, dass der VM nicht näher als  $65^\circ \text{KWvZOT}$  zum Stehen kommt.

In Abbildung 5-15 ist exemplarisch ein Motorauslauf gezeigt, bei dem die Drosselklappe öffnet, sobald die Einspritzung ausgeblendet wird. Ein solcher Motorauslauf lässt sich in drei aufeinander folgende Phasen einteilen: Die Ausgangsphase, die Ausdrehphase und die Auspendelphase. Es ist zu untersuchen, ob die einzelnen Phasen individuell so gesteuert werden können, dass die oben genannte Forderung nach einer Stopposition nicht näher als  $65^\circ \text{KWvZOT}$  erfüllt wird.

Das Verhalten beim Auslauf ist abhängig von der Konstruktion und den Fertigungstoleranzen des Motors sowie den Zustandsparametern und der Betriebsstrategie während des Auslaufvorgangs. Die relevanten Einflussgrößen sind in Tabelle 5-2 aufgeführt. Es ist wichtig festzuhalten, dass der Auslauf für jeden Motor individuell zu bestimmen ist, da neben der Konstruktion auch die Fertigungstoleranzen den Auslauf deutlich beeinflussen: Die Reibung z.B. definiert hauptsächlich den Gradienten des Drehzahlabfalls und die Leckage zusammen mit der Drosselschließwirkung und dem Ventilspiel die Zylinderdrücke.

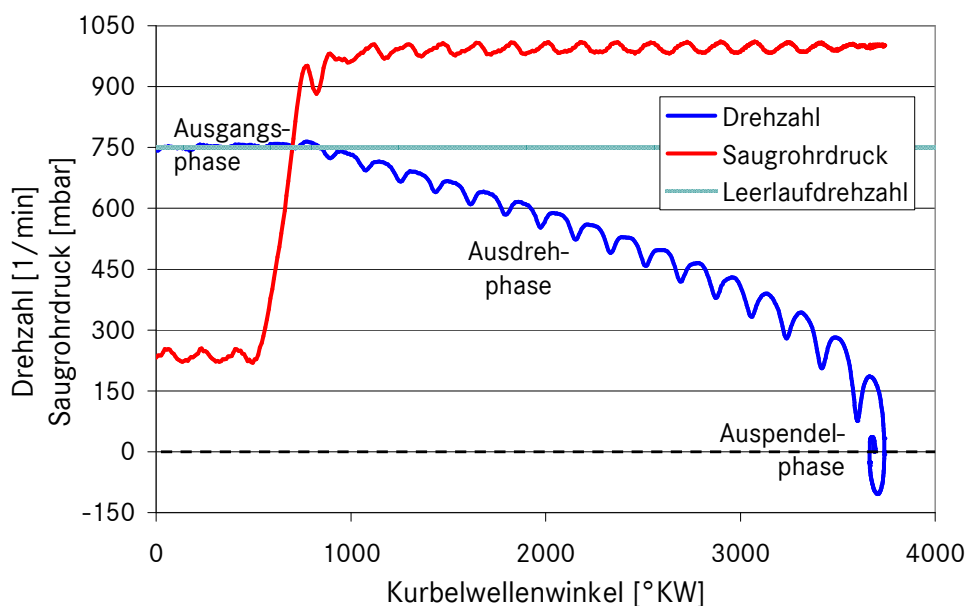


Abbildung 5-15: Gemessener Motorauslauf mit offener Drosselklappe

Konstruktion/Fertigung	Zustandsparameter	Betriebsstrategie
Motorreibung	Umgebungsdruck	Drosselklappenöffnung
Trägheitsmoment	Ansauglufttemperatur	Leerlaufdrehzahl
Verdichtungsverhältnis	Motoröltemperatur	Einspritzung
Leckage	Getriebeöltemperatur	Zündzeitpunkt
Drosselleckspalte		Ventilsteuerzeiten
Ventilspiele		

Tabelle 5-2: Einflussgrößen auf den Motorauslaufvorgang

Da es in diesem Kapitel um die Steuerung des Auslaufvorganges geht und die Größen der Spalte 1 in Tabelle 5-2 vom Motor vorgegeben und die der Spalte 2 nicht direkt beeinflussbar sind, werden nur die Parameter der Spalte Betriebsstrategie weiter untersucht.

Für die Leerlaufdrehzahl und Variation der letzten Verbrennung gilt, dass dadurch nur die Anfangsbedingungen für die Ausdrehphase gesetzt werden. Es ist von Kramer [Kra05] gezeigt worden, dass bereits sehr geringe Änderungen der Leerlaufdrehzahl ( $\pm 1\%$ ) und Abweichungen des Verbrennungsdrucks um nur 10% zu drastischen Änderungen des Auslaufverhaltens führen. Eine Steuerung über diese Parameter ist also keineswegs robust und kann deshalb auch nicht zur aktiven Beeinflussung der Stoppposition verwendet werden.

Über die Ventilsteuerzeiten kann das Verdichtungsverhältnis bzw. die Zylinderspitzen drücke auch während der Auslaufphase verändert werden. Wie sich im Folgenden zeigen wird, erlaubt die Steuerung der sich ergebenden Drücke Einfluss auf die Stoppposition zu nehmen. Da der Versuchsmotor aber keine vollvariable Ventilsteuerung zulässt, konnte ihr Potenzial für die Auslaufsteuerung nicht untersucht werden.

Der Drosselklappenöffnungswinkel während der Auslaufphase hat direkten Einfluss auf den Saugrohrdruck und damit auch auf die Zylinderfüllungen. Je größer die Zylinderfüllungen sind, desto höher sind auch die sich ergebenden Gasdrücke während der letzten Kompressionen vor dem Stillstand. Aus diesem Grund steigt nach Gleichung ( 5-11 ) der Einfluss der Gaswechsellmomente  $M_{Gas}$  auf das Drehmomentgleichgewicht im Vergleich zum Reibmoment und dem Motorträgheitsmoment  $\theta$  mit dem Öffnen der Drosselklappe (DK).

$$\theta \ddot{\varphi} = \sum M = M_{Gas,Zyl1} + M_{Gas,Zyl2} + M_{Gas,Zyl3} + M_{Gas,Zyl4} + M_{Reibung} \quad (5-11)$$

In der Abbildung 5-16 sind zur Veranschaulichung dieses Sachverhalts die Drehzahlverläufe bei geschlossener und während des Auslaufens geöffneter DK gezeigt.

Es ist deutlich zu sehen, dass die hohen Gaswechsellmomente bei geöffneter DK zu einer ausgeprägten Ungleichförmigkeit des Drehzahlgradienten durch die Kompressionen und Expansionen führen. Diese höheren Druckamplituden haben auch zur Folge, dass der Motor zweimal seine Drehrichtung ändert, bevor er endgültig zum Stillstand kommt. Ist nämlich das Moment durch den Kompressionsdruck im Zylinder, der im Kompressionstakt zum Stehen kommt, größer als das Reibmoment, dann wird der Motor in die entgegengesetzte Richtung beschleunigt. Dieser Effekt wird auch als Taumeln bezeichnet und wurde bereits in Kapitel 2.1.3 erwähnt.

Bei geschlossener DK (Saugrohdruck etwa 200 mbar) hingegen ist das Abbremsen durch die Kompression respektive das Beschleunigen durch die Expansion kaum zu erkennen, da die Zylinderspitzendrücke um fast ein Fünftel niedriger sind als bei geöffneter DK. Diese niedrigen Drücke bewegen den Motor auch nicht in eine Taumelbewegung vor dem Stillstand.

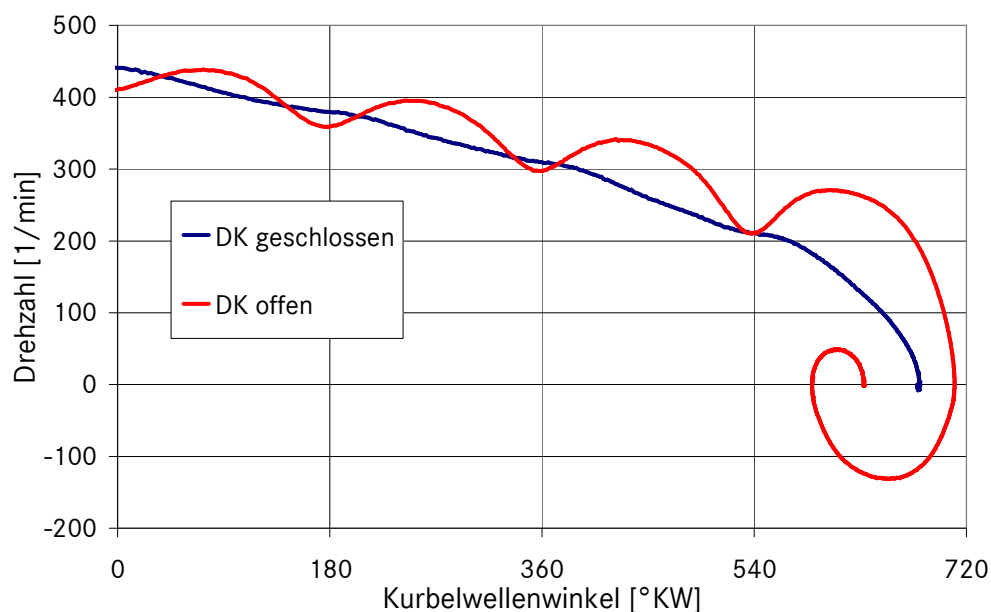


Abbildung 5-16: Motorauslauf bei geschlossener und offener Drosselklappe

### 5.4.1 Häufigkeitsverteilung der Auslaufpositionen

Um die Drosselklappe als Stellglied für die Stoppposition zu verifizieren, sind jeweils 40 Auslaufversuche mit offener und geschlossener Drosselklappe durchgeführt worden. Das Ergebnis ist in Abbildung 5-17 dargestellt. Während sich die Stopppositionen bei geöffneter DK in einem schmalen Band von 70 bis 100°KWvZOT bewegen, ergibt sich eine stochastische Verteilung bei geschlossener DK, die fast den gesamten Winkelbereich abdeckt (10 bis 165°KWvZOT).

Damit ist gezeigt, dass durch die Drosselklappenstrategie Einfluss auf die Stoppposition genommen werden kann. Durch die Eindeutigkeit dieses Ergebnisses kann es trotz der relativ geringen Anzahl an Stoppversuchen als repräsentativ gelten.

In Abbildung 5-17 wird auch gezeigt, dass alle Stopppositionen, die von der Strategie mit offener DK erreicht werden, die o.g. Forderung erfüllen und immer einen reinen FQS ermöglichen. Die ist für den Motorauslauf mit geschlossener DK nicht der Fall.

Der Drosselklappenwinkel während des Auslaufs wirkt sich aber nicht nur auf die Stoppposition, sondern auch auf den Vibrationskomfort beim Abstellen aus. Deshalb werden im Folgenden die Vibrationen während des Motorauslaufs untersucht.

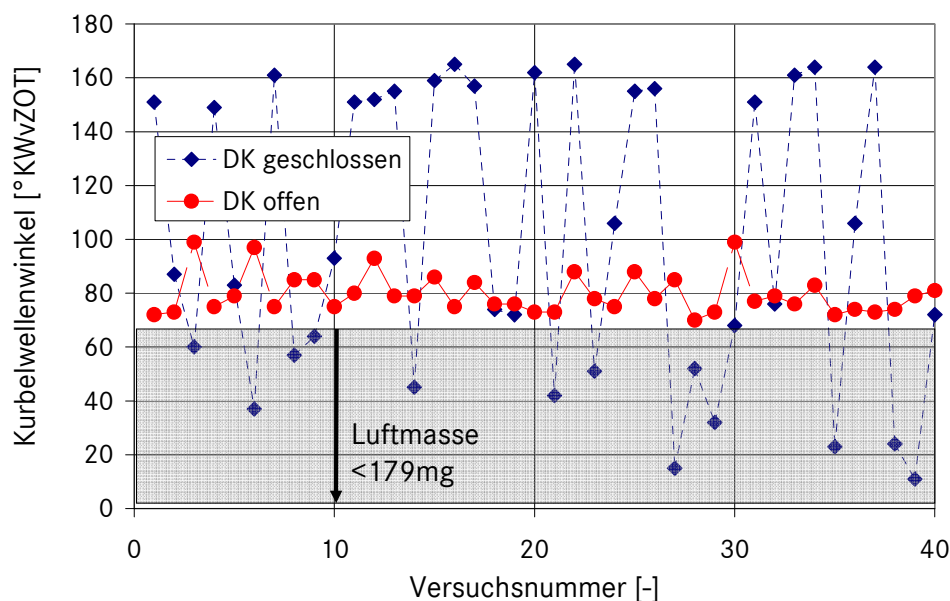


Abbildung 5-17: Häufigkeitsverteilung Motorstoppposition

### 5.4.2 Vibrationen während des Motorauslaufs

Das höhere Gaswechselmoment und die damit einhergehende Unförmigkeit des Drehzahlverlaufs bei geöffneter Drosselklappe während des Motorauslaufs regt das Fahrzeug zu deutlich größeren Vibrationen an, als dies bei geschlossener DK der Fall ist. In der Abbildung 5-18 sind die auftretenden Lagerkräfte in z-Richtung während des Motorauslaufs mit geöffneter und geschlossener DK gegenübergestellt (in Kapitel 5.3.2.2 ist die z-Richtung bzw. Fahrzeughochachse als dominierende Lagerkraft herausgestellt worden).

Wie erwartet, zeigen sich bei geöffneter DK aufgrund der höheren Zylinderdrücke deutlich größere Lagerkräfte. Diese sind als Schütteln für den Fahrer klar bemerkbar und deshalb für ein komfortables Stoppverhalten nicht akzeptabel.

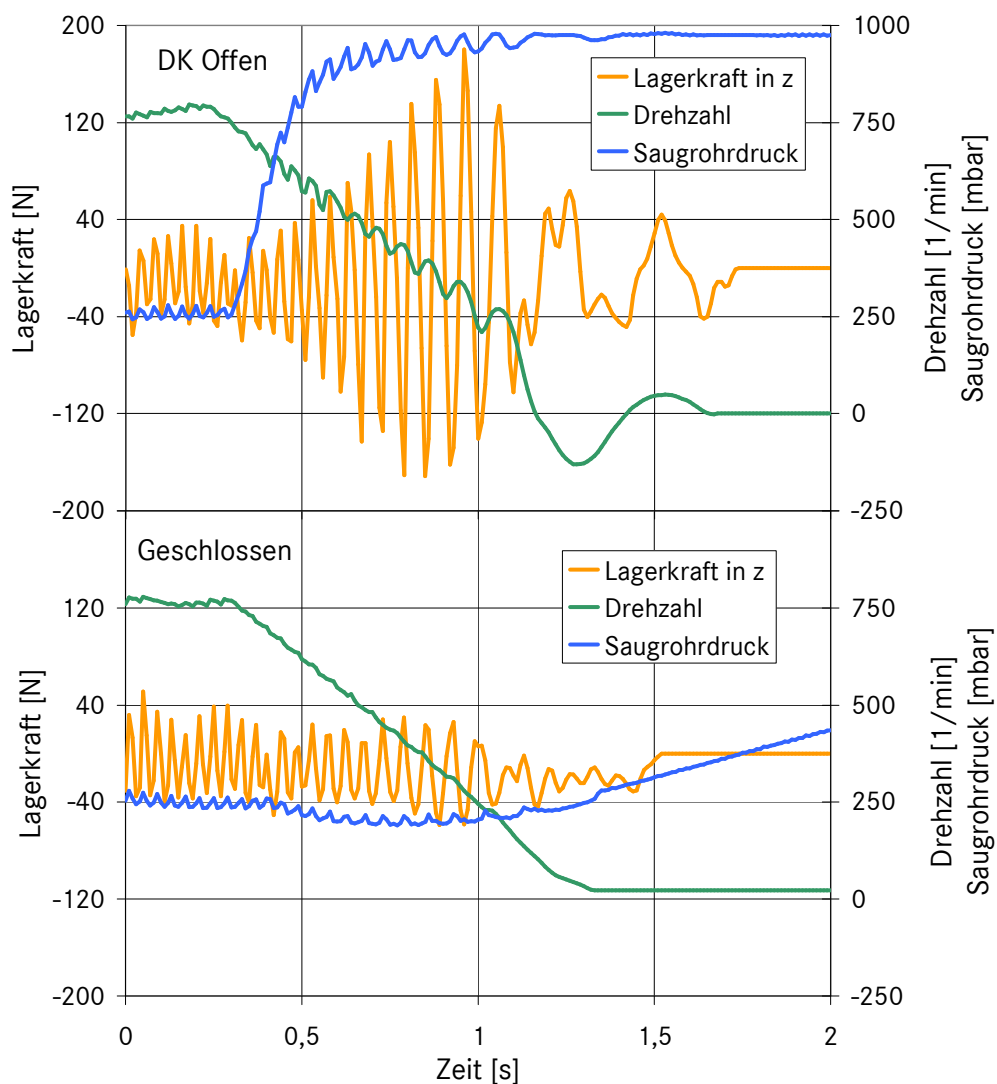


Abbildung 5-18: Vergleich der Lagerkräfte bei offener und geschl. DK

Bei geschlossener DK sind die Lagerkräfte mit denen im Leerlauf vergleichbar und fallen dem Fahrer deshalb nicht negativ auf.

Aus diesen Ergebnissen folgt, dass ein vollständiges Öffnen der DK während des Motorauslaufs zwar die Forderung nach einer Stoppposition größer  $65^\circ\text{KWvZOT}$  erfüllt, der Komfort aber so stark eingeschränkt wird, dass diese Strategie der Drosselklappenansteuerung verworfen werden muss.

Bei geschlossener DK ergibt sich ein sehr komfortabler Motorauslauf, ohne aber im geforderten Stoppwinkelbereich zum Stoppen zu kommen. Außerdem ist bei geschlossener DK während des gesamten Motorauslaufs kritisch, dass die Brennräume vor Stillstand des Motors nicht mit Frischluft gespült werden. Aus diesem Grund verbietet sich ein FQS gänzlich und die Verbrennung kann erst im 2. Zylinder erfolgen, der bereits Frischluft eingesogen hat.

Wird von der Startbetriebsstrategie vorgesehen, dass nur SQS zugelassen werden, dann kann die Strategie mit geschlossener DK uneingeschränkt zum Einsatz kommen. Um aber einen FQS zuverlässig zu ermöglichen, wird im nächsten Unterkapitel eine Drosselklappenstrategie entwickelt, die die Vorteile von offener und geschlossener DK vereint.

### 5.4.3 Optimierung der Drosselklappenstrategie

Wie bereits diskutiert, beeinflusst insbesondere der maximale Zylinderdruck in der letzten Kompression vor Motorstillstand die endgültige Stoppposition. Ist dieser Überdruck groß, dann wird die Reibung überwunden, die Drehrichtung des Motors ändert sich und kommt schließlich in einem engen Bereich um das Druckgleichgewicht zum Stillstand. Sind die Drücke hingegen klein, hält die Reibung den Motor in fast jeder Stillstandslage. Aus dieser Erkenntnis wird gefolgert, dass der geforderte Stoppwinkelbereich nur dann sicher erreicht werden kann, wenn zumindest der letzte Ansaugtakt, der dem Motorstillstand bzw. der ersten Richtungsumkehr vorausgeht, bei teil oder ganz geöffneter Drosselklappe stattfindet. Das Ziel einer optimierten Drosselklappenstrategie im Auslauf ist also die letzte Zylinderfüllung zu erhöhen und gleichzeitig einen guten Auslaufkomfort zu erhalten.

Es wurden deshalb ausführliche Messreihen durchgeführt, bei denen sowohl der Öffnungswinkel als auch der Öffnungszeitpunkt der Drosselklappe variiert wurden. Oberste Priorität hatte bei diesen Versuchen, dass der Motor stets in einen Stoppwinkel von größer  $65^\circ\text{KWvZOT}$  zum Stehen kommt und im zweiten Schritt wurden die Vibrationen bewertet. Als bester Kompromiss hat sich ein vollständiges Öffnen der DK bei 450 U/min herausgestellt.



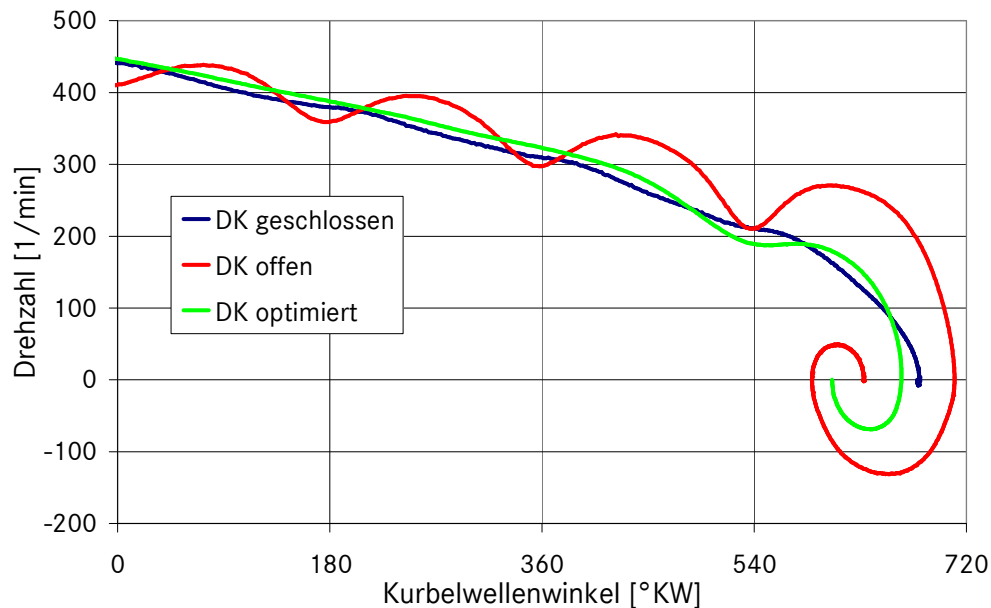


Abbildung 5-19: Drehzahlverläufe bei Motorauslauf inkl. opt. DK

Der sich ergebende Drehzahlverlauf dieser als optimierte Drosselklappe bezeichneten Strategie ist zusammen mit den Verläufen bei geschlossener und offener DK in Abbildung 5-19 gezeigt. Obwohl sich das Saugrohr bereits ab einer Drehzahl von unterhalb 450 U/min zu füllen beginnt, ist der Verlauf dem mit geschlossener DK bis zu einer Drehzahl von etwa 200 U/min sehr ähnlich. Der letzte vollständige Kompressionstakt bremst den Motor aber dann stärker ab und der Druckaufbau in der letzten Kompression führt zu einer einmaligen Richtungsumkehr des Motors vor dem endgültigen Stillstand.

Das Einhalten des geforderten Bereichs für die Stoppposition wurde in 170 Auslaufversuchen abgesichert (Abbildung 5-20). Das Stoppband ist dabei etwas aufgeweitet verglichen mit der Varianz bei geschlossener DK, aber es

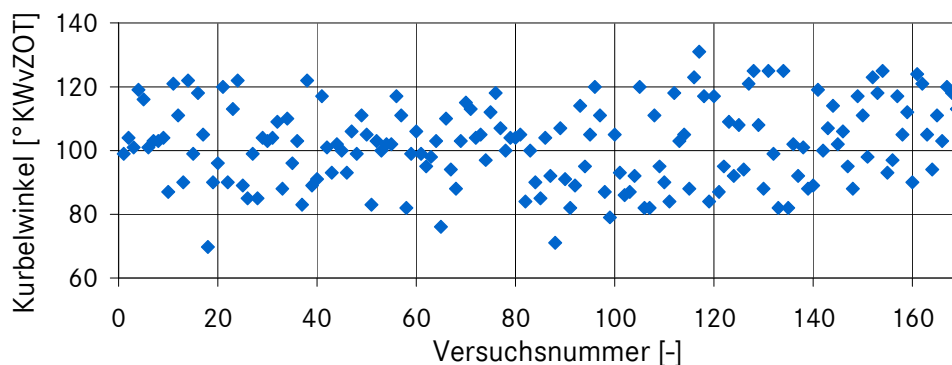


Abbildung 5-20: Motorstopppositionen bei optimierter DK-Strategie

konnte gezeigt werden, dass der Motor immer in einem Bereich von 67 bis 131°KWvZOT zum Stehen kommt und ein FQS damit immer möglich ist.

Die Lagerkräfte, die bei dieser Drosselklappenstrategie im Auslauf auftreten, sind in Abbildung 5-21 dargestellt. Es tritt eine maximale Amplitude von 72 Nm kurz vor der Richtungsumkehr auf, die von einer Kompression verursacht wird, deren vorangehender Ansaugtakt bereits bei geöffneter Drosselklappe und deshalb steigenden Saugrohrdruck stattgefunden hat. Diese einmaligen 72 Nm sind deutlich geringer als die unakzeptablen bis zu 180 Nm, die bei offener DK auftreten (Abbildung 5-18). Ob auch diese Anregung für den Fahrer unangenehm ist, muss im Fahrzeug mit seiner komplexen Übertragungsfunktion über die Motorlager, die Karosserie und der Dämpfung über die Feder-/Dämpfer-Einheit, den Reifen und dem Sitz untersucht werden.

Obwohl diese Drosselklappenstrategie für den Prüfstandsmotor sicherstellt, dass ein reiner FQS immer möglich ist, solange die Kurbelwellenposition nicht durch externe Einflüsse verändert wird, wird in Kapitel 7 aus folgenden Gründen auch der SQS mit dem SG-Start verglichen:

- Der Potenzialunterschied zwischen FQS und SQS wird herausgestellt.
- Nur der SQS funktioniert reproduzierbar bei jedem Startwinkel und kommt auch deshalb weiterhin in Betracht,

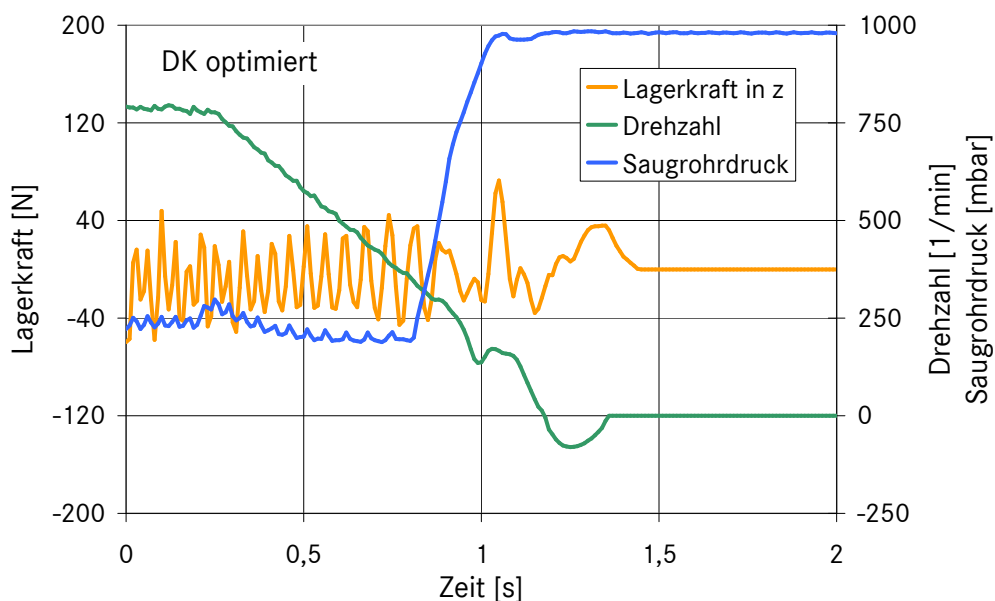


Abbildung 5-21: Lagerkräfte bei optimierter Drosselklappenstrategie

- falls die optimierte Drosselklappenstrategie sich im Fahrzeug als zu unkomfortabel herausstellt.
- falls für einen Motor mit anderen Spezifikationen keine Drosselklappenstrategie gefunden werden kann, die den Forderungen nachkommt.
- falls die Gemischbildung für die 1. Verbrennung an einem anderen Motor schlechter ist, als in Kapitel 5.2 angenommen und deshalb in einem größeren Bereich kein FQS möglich ist.
- falls keine elektrische Hochdruckkraftstoffpumpe vorgesehen wird und der für die Gemischbildung wichtige hohe Einspritzdruck für die 1. Kompression nicht aufgebaut werden kann.

Die FQS Derivate enforced and extended werden dagegen nicht weiter behandelt, da ihre Eigenschaften denen des reinen FQS und des SQS mit Ausnahme der Startzeit unterlegen sind (Tabelle 5-1). Ob sie eine auf die Startzeit optimierte Alternative zum SQS darstellen, falls eine der oben genannten Ausnahmen zutrifft, muss direkt im Fahrzeug entschieden werden.

## 5.5 Parametervariation des Quick Starts am Modell

Die Untersuchungen zum QS abschließen sollen Parametervariationen, welche die Robustheit des FQS gegenüber Veränderungen von Randbedingungen untersuchen, den Einfluss der Motorstillstandszeit auf den FQS analysieren und die Optimierung von Steuerzeiten diskutieren.

Um eine spezifische Aussage zur Änderung des Startablaufs machen zu können, wurde neben der Startzeit als Vergleichsgröße der Startindex definiert:

$$\text{Startindex} = \frac{\text{Drehzahlmaximum nach 3. Zündung [U/min]}}{\text{Zeitpunkt dieses Drehzahlmaximums [ms]}} \quad (5-12)$$

Dies war notwendig, weil sich eine überdurchschnittlich längere Startzeit ergibt, wenn die Leerlaufdrehzahl nicht gerade noch durch ein Drehzahlmaximum erreicht wird, sondern erst im folgenden Arbeitstakt (s. a. Abbildung 5-8). Ein gutes Beispiel dafür zeigt die Abbildung 5-26: Die blaue Kurve erreicht 750 U/min gerade eben noch nicht im 3. sondern erst im 4. Arbeitstakt, weshalb die reine Startzeit einen unverhältnismäßig großen Unterschied des Startablaufs im Vergleich zur grünen und magentafarbenen Kurve in diesem Beispiel suggeriert.

Ausgang für die Variationen ist, wenn nicht anders beschrieben, ein FQS mit einem Startwinkel von  $92^\circ \text{KWvZOT}$  und entspricht somit dem in Abbildung 4-15 gezeigten Verlauf. Der Startindex dieses FQS beträgt 2,02. Aus der Definition in Gleichung ( 5-12 ) folgt, dass ein schnellerer Start einen größeren Startindex ergibt. Eine Toleranz des Startindex von bis zu  $\pm 5\%$  wird dabei als unmerklich und vernachlässigbar gewertet.

### 5.5.1 Robustheitsanalyse des Startvorgangs

Eine Robustheitsanalyse des Auslaufvorgangs und damit der Stoppposition anhand einer Parametervariation wird nicht vorgenommen, da dieser aufgrund der hohen Zyklenanzahl bis zum Stillstand sehr sensibel auf kleinste Änderungen der Ausgangslage (Leerlaufdrehzahl, Umgebungsbedingungen) oder der Prozessgrößen (Reibung, Leckage, Massenträgheit, Steuerzeiten) reagiert. Im Folgenden werden deshalb nur Parameter variiert, die Einfluss auf das Motorstartverhalten haben.

- Der Einfluss des Startkurbelwellenwinkels auf den Quick Start wurde bereits in Kapitel 5.2 und 5.3.1 analysiert.
- Eine Variation der Umgebungstemperatur um  $\pm 5,2\%$  von einem Ausgangswert von 288 K (entspricht Außentemperaturen von  $0^\circ\text{C}$ ,  $15^\circ\text{C}$ ,  $30^\circ\text{C}$ ) ergibt eine prozentuale Änderung des Startindex von  $+3,15\%$  bei  $0^\circ\text{C}$  und  $-2,68\%$  bei  $30^\circ\text{C}$ . Der Einfluss der Umgebungstemperatur ist also gering und kann vernachlässigt werden.
- Wird der Umgebungsdruck von den Standardbedingungen um 10%, 20% und 30% (entspricht einem Höhenunterschied bis 3 km über NN) variiert, ändert sich der Startindex um  $-3,93\%$ ,  $-11,18\%$ , und  $-20,38\%$ . Damit ist der Einfluss des Umgebungsdrucks auf den Start progressiv, aber selbst auf 3 km über NN mit einer Zeitdifferenz von 42 ms kaum zu merken.
- Wenn die Temperatur des Kühlwassers von  $85^\circ\text{C}$  um  $\pm 11,7\%$  ( $75^\circ\text{C}$ ,  $95^\circ\text{C}$ ) variiert wird, ändert sich der Startindex um nur  $-0,85\%$  ( $75^\circ\text{C}$ ) bzw.  $+2,08\%$  ( $95^\circ\text{C}$ ). Der Einfluss der Kühlwassertemperatur kann also vernachlässigt werden, solange die mittlere Zylinderwandtemperatur aufgrund der Verbrennungen in etwa gleich bleibt.
- Auch bei Änderung der mittleren Zylinderwandtemperatur, welche den Wandwärmeübergang im Zylinder beeinflusst, von 440 K auf 340 K bzw. 540 K tritt nur eine sehr geringe Varianz im Startindex von  $-1,31\%$  bzw.  $+1,09\%$  auf.

- Wird das Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  um 10% auf 8,8 bzw. 10,75 variiert, antwortet das System robust mit Startindexänderungen von +1,45% bzw. -1,69%. Dabei zeigt die Simulation, dass sich für den instationären Motorhochlauf aus der Verringerung des Verdichtungsverhältnisses eine leichte Startzeitverkürzung ergibt. Der Einfluss der geringeren Kompressionsarbeit kompensiert demnach die geringere Verbrennungsenergie, welche aus der reduzierten Einspritzmenge resultiert.
- Um zu untersuchen, welchen Einfluss die Reibung auf die Varianz der Startzeit hat, ist diese jeweils um 20% erhöht bzw. erniedrigt worden. Die sich ergebenden simulierten Drehzahlverläufe sind in Abbildung 5-22 dargestellt. Für die Reibung ergibt sich eine Änderung des Startindexes von -1,00% bzw. +0,75%, woraus geschlossen wird, dass der Startvorgang robust gegenüber dem Einfluss der Reibung ist.
- Auch bezüglich der Gesamtmotormassenträgheit wurde eine Variation von  $\pm 20\%$  vorgenommen. Die ebenfalls in Abbildung 5-22 gezeigten Simulationsergebnisse zeigen eine Änderung im Startindex von -14,57% bei höherer bzw. +20,82% bei niedrigerer Trägheit. Im direkten Vergleich mit der Trägheit reagiert der FQS damit verhältnismäßig empfindlich gegenüber einer Änderung im Trägheitsmoment. Die absolute Startzeitänderung mit 31 ms respektive 58 ms liegt aber dennoch nur im Bereich der subjektiven Wahrnehmungsgrenze.

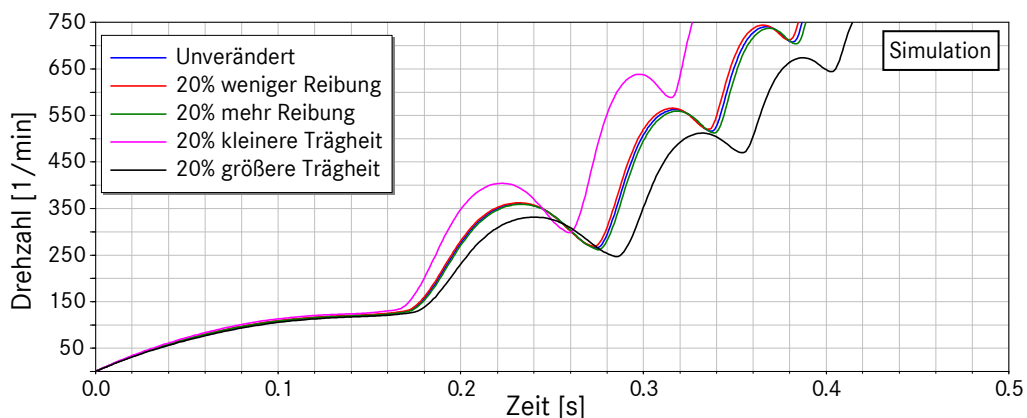


Abbildung 5-22: Start bei Variation der Reibung und Motorträgheit

- Bei der Variation des Restgasgehalts im Startzylinder sind die Gültigkeitsgrenzen des Modells zu beachten. Aufgrund der nulldimensionalen Einzonen-Modellierung des Brennraums können Entflammungsschwankungen und Zündaussetzer, die durch hohe Abgasraten verursacht werden, nicht berücksichtigt werden (Kapitel 4.2.2). Aus [Bas07] wird entnommen, dass ab Abgasraten von 20% bei homogener Abgasrückführung (AGR) erste Zündaussetzer auftreten und bei geschichteter Rückführung selbst bei einer AGR-Rate von 40% keine Aussetzer zu verzeichnen sind. Auch wenn dies nahelegt, dass ein Durchbrennen ab einem Restgasgehalt von 20% im Startzylinder nicht sichergestellt werden kann, wird der Restgasgehalt um 20% und um 40% erhöht, um den theoretischen Einfluss zu untersuchen. Die Simulationsergebnisse in Abbildung 5-23 zeigen, dass die Drehzahl zu Beginn der ersten Verbrennung unabhängig vom Restgasgehalt ist, da sich die Kompressionsarbeit nicht ändert. Der Druckverlauf ab Zündung weist aber geringere Maxima bei erhöhtem Restgasgehalt auf, weil die freigesetzte Verbrennungsenergie der reduzierten Frischluftmasse entsprechend sinkt. Insgesamt ändert sich der Startindex um -4,93% bzw. -13,89%, was angesichts der sehr hohen angenommen Restgasgehalte als geringe Änderung der Startdauer anzusehen ist.

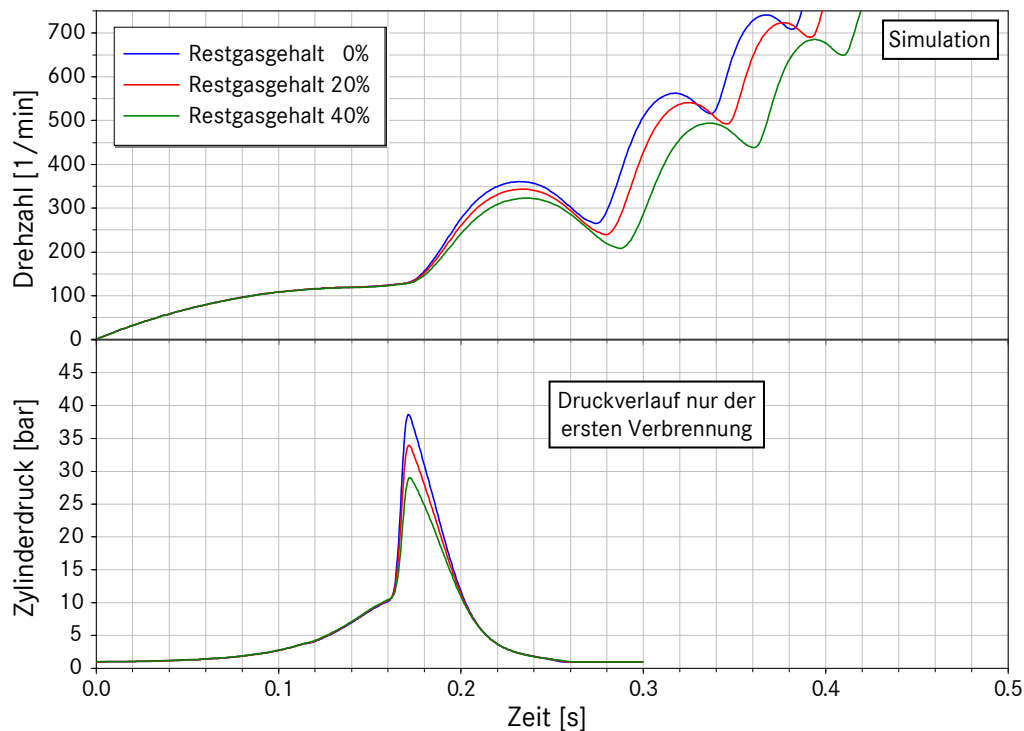


Abbildung 5-23: Einfluss des Restgasgehalts im Kompressionszylinder

- Der Einfluss der Leckage auf den Quick Start kann vernachlässigt werden. Die Simulation zeigt, dass sich der Startindex um weniger als 0,3% ändert, wenn die Leckage zu null gesetzt oder um 50% erhöht wird.
- Der Einfluss der Gemischbildung lässt sich in einem Ein-Zonen-Modell nicht darstellen, da sich dadurch lokal unterschiedliche Verbrennungsluftverhältnisse einstellen. Auch wäre dazu ein komplexes Brennverlaufsmodell notwendig, das die Flammenausbreitung im Detail abbildet.

### 5.5.2 Einfluss der Motorstillstandszeit auf den FQS

Nach Motorstillstand wird ein eventueller Überdruck in den Zylindern abgebaut und die Temperatur der Zylinderfüllung gleicht sich der Zylinderwandtemperatur an (Kapitel 4.1.5). Diese wiederum sinkt mit der Zeit auf die Kühlwassertemperatur ab, aber mit sehr viel größerer Zeitkonstante, so dass darauf hier nicht eingegangen wird.

Um den Einfluss der Stillstandszeit auf den Wiederstart zu bestimmen, ist ein Stopp simuliert worden, bei dem der Zylinder im Kompressionstakt mit 0,6 bar Überdruck in einer FQS Position ( $85^\circ \text{KWvZOT}$ ) zum Stehen kommt. Die Unterschiede des Drehzahlhochlaufs und des Drucks im Zylinder der 1. Verbrennung nach verschiedenen langen Stillstandszeiten sind in Abbildung 5-24 dargestellt.

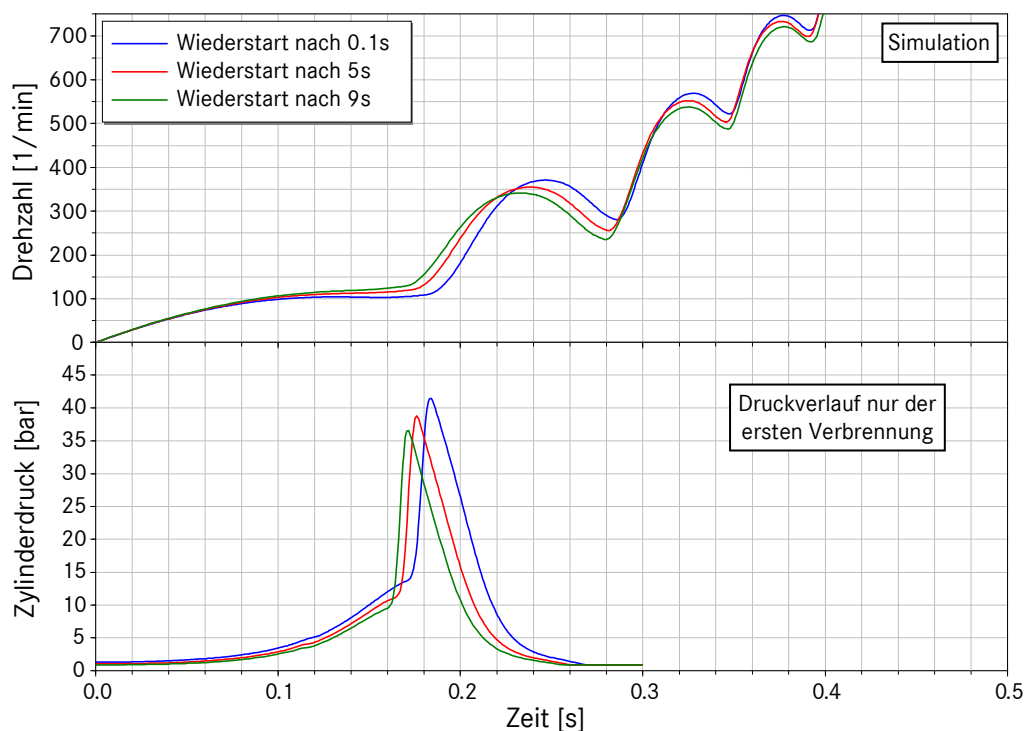


Abbildung 5-24: Drehzahl und Zylinderdruck nach Stoppzeitvariation

Darin beginnt die Zeitachse jeweils zum Wiederstartzeitpunkt, der sich aber wie in der Legende angegeben unterscheidet. Wie zu erwarten war, ist der Druck im Kompressionszylinder nach kürzerer Standzeit noch höher und, obwohl dadurch die Geschwindigkeit im ZOT etwas geringer ist, erreicht dieser Wiederstart aufgrund des höheren Brennstoffumsatzes durch die 1. Verbrennung ein höheres lokales 1. Drehzahlmaximum. Daraus ergibt sich insgesamt aber nur ein um +1,30% bzw. +3,17% besserer Startindex im Vergleich zwischen einer Stillstandszeit von 0,1 s und 5 s bzw. 9 s.

Auf den Wiederstart hat eine Veränderung des Leckagemassenstroms ähnliche Auswirkungen wie die Untersuchungen zur unterschiedlich langen Stillstandszeit mit dem Unterschied, dass nur die Zylindermasseänderung beeinflusst wird, nicht aber der Temperaturverlauf im Zylinder. Für den Fall, dass sich nach Stillstand ein Überdruck im Kompressionszylinder befindet, wird eine Verringerung der Leckage die Startzeit umso mehr verkürzen je länger die Stillstandsphase ist. Umgekehrt verlängert eine größere Leckage die Startzeit in diesem Fall nur solange, bis sich auch für den unveränderten Leckagemassenstrom Umgebungsdruck im Zylinder eingestellt hat. Für einen Wiederstart nach 5 s wurde eine Startindexänderung (keine Leckage) von +1,50% und bei Verdoppelung der Leckage von -0,87% simuliert. Auf eine Darstellung dieser Ergebnisse wird verzichtet, da sie denen in Abbildung 5-24 qualitativ gleichen. Der Einfluss der Leckage während des Stillstands auf den folgenden Wiederstart ist damit sehr gering, aber etwas größer als ihr Einfluss auf den QS selbst.

### 5.5.3 Optimierung von Steuerzeiten für den FQS

Für den FQS ist eine maximale Füllung des Startzylinders mit anschließender wirkungsgradoptimaler Vollastzündung anzustreben. Deshalb sollte die DK geöffnet sein, keine Einlassventilsteuerung nach dem Atkinson- oder Miller-Prinzip erfolgen (beide verringern die Füllung) und das Gemisch nicht mager sein. Deshalb werden die Drosselklappenstrategie, die Ventilsteuerzeiten und der Einspritzzeitpunkt- und menge an dieser Stelle auch nicht verändert.

#### Einlassventil beim Andrehen geschlossen

Eine den Start beeinflussende Eigenschaft der applizierten Ventilsteuerzeiten ist, dass das EV im Kompressionstakt von 180 bis 92°KWvZOT noch nicht vollständig geschlossen ist (Kapitel 5.3.1). Damit pressen solche Startpositionen nach dem Andrehen zunächst Frischluft aus dem Zylinder heraus. Für den Fast Quick Start bedeutet dies eine Verringerung des für die 1. Verbrennung zur Verfügung stehenden Sauerstoffs und die Einspritzmenge verringert sich entsprechend (Kapitel 5.3.1.2).



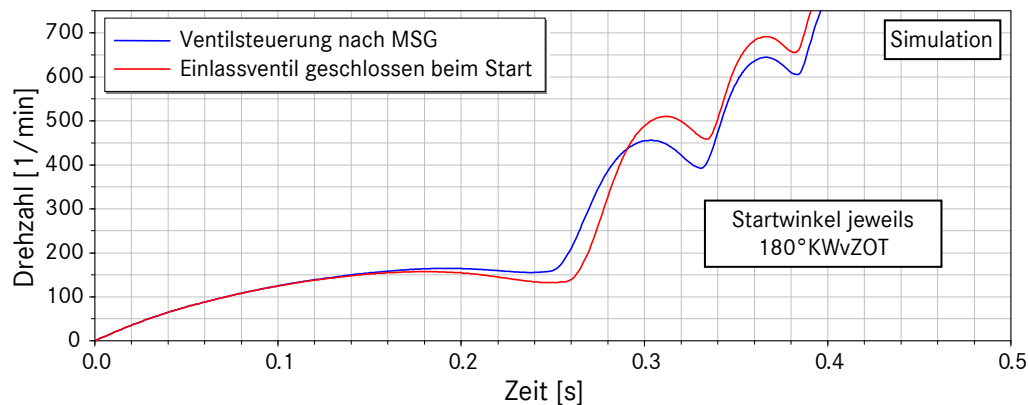


Abbildung 5-25: Drehzahlverlaufsänderung bei EV geschlossen beim Start

In Abbildung 5-25 ist gezeigt, dass sich durch eine variable Ventilsteuerung, die das Einlassventil im Kompressionszylinder beim Start geschlossen hält, für den Extremfall dieses Phänomens (Startwinkel ist  $180^\circ\text{KWvZOT}$ ) maximal eine Startzeitverkürzung von nur 5 ms bzw. eine Änderung des Startindexes von 5,41% ergibt.

Der Vergleich von absoluter Startzeitverkürzung und Startindex in diesem Falle rechtfertigt die Einführung des Indexes auf eine zweite Weise, da die sehr geringe Startzeitdifferenz einen sehr ähnlichen Drehzahlverlauf suggeriert, der höhere Startindex die tatsächlich deutlich vorhandenen Unterschiede dagegen besser widerspiegelt.

### Zündzeitpunkt

Die Zündzeitpunkte werden vom MSG für jede Verbrennung neu berechnet und für den Start aus Kennfeldern bestimmt und mit verschiedenen Faktoren an die Umgebungsbedingungen angepasst. Im unteren Diagramm der Abbildung 5-26 sind die sich für einen simulierten Start mit Serienapplikation ergebenden Zündzeitpunkte eingetragen. Um den Einfluss des ZZP auf den FQS zu quantifizieren, wurden Simulationsrechnungen mit festem ZZP durchgeführt. Dies ist trotz der Verwendung von Vibe-Ersatzbrennverläufen zulässig, da diese gerade auch in Abhängigkeit des ZZP hinterlegt sind. Die Ergebnisse sind ebenfalls in Abbildung 5-26 zu sehen. Wird der ZZP fest auf  $15^\circ\text{KW}$  nach früh verstellt, verschlechtert sich der Startindex um -16,26%. Wird der ZZP gegenüber der Bedatung auf spät verstellt, ergibt sich bei einem ZZP im OT ein um +9,56% besserer und bei einer Zündung bei  $10^\circ\text{KWnZOT}$  ein um +8,01% besserer Startindex. Damit ist grundsätzlich eine gewisse Empfindlichkeit des Startvorgangs gegenüber des ZZP festzustellen. Der positive Einfluss einer Spätverstellung ist dabei aber geringer als der Nachteil, der durch eine weitere Frühverstellung entsteht.

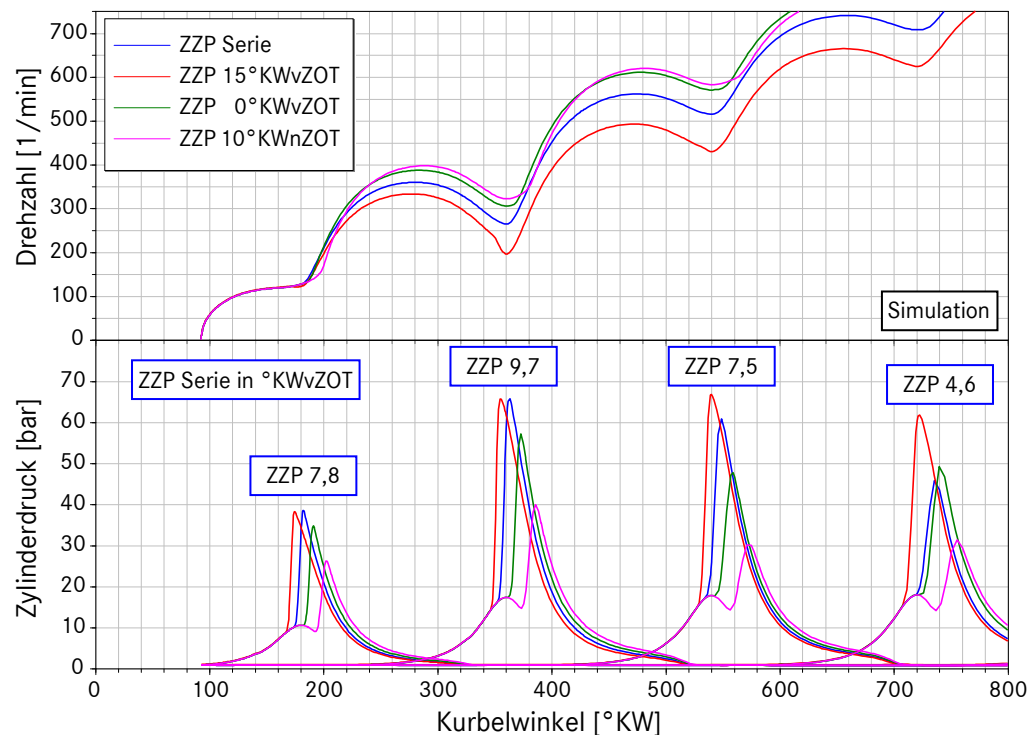


Abbildung 5-26: Drehzahl und Zylinderdrücke bei ZVP Variation

## 5.6 Verbesserungspotential am Starter-Motor

Für den Einsatz des Anlassers in einem Stopp-/Startsystem gibt es einige unerlässliche Änderungen, die hauptsächlich der Erhöhung seiner Langzeitstabilität dienen. Wurde die Lebensdauer von Startern bislang auf 30.000-40.000 Startvorgänge ausgelegt, ist in einem Stopp-/Startsystem eine zehnfach höhere Startanzahl zu bewältigen. Das erfordert eine Überarbeitung der elektrischen und mechanischen Komponenten. In einem P2-Hybrid wird die erforderliche Lebensdauer zu einer noch größeren Herausforderung, da die Startanzahl durch das Abstellen des Motors auch während der Fahrt (Schubphasen, E-Fahrt) auf über eine Million ansteigen kann. Aktuell sind SM für eine solch hohe Beanspruchung nicht verfügbar.

Es gibt zudem realisierbare Maßnahmen zur Geräuschkämpfung des Planetengetriebes im Anlasser, die zwar den Startablauf nicht ändern, aber bei relativ geringem Aufwand den Startkomfort verbessern helfen. Kiesel [Kie09] schlägt vor, das Zahnspiel und damit die Geräuschanregung durch die Verwendung eines elastischen Planetenradträgers, einer Schrägverzahnung und einer Lagerung der Planetenräder in spielarmen Nadellagern zu verringern.

Daneben sind weitergehende Modifikationen vorgestellt worden, die vor allem den Zeitverlust durch das Einspielen und das damit verbundene Klack-

Geräusch betreffen. Dabei ist dieser Zeitverlust von unter 40 ms bei einem konventionellen Fahrzeug mit ASS akzeptabel, da der Wiederstart typischerweise schon vor Betätigung des Fahrpedals erfolgt (Treten der Kupplung, Lösen der Bremse), für einen P2-Hybrid aber ist schon diese kleine Verzögerung des Wiederstarts aus der E-Fahrt störend. Im Falle eines Change-of-Mind ließe sich die Startdauer zusätzlich verkürzen, wenn der Starter schon in den auslaufenden VM eingespurte werden könnte und nicht der Stillstand abgewartet werden müsste. Als Innovationen zu nennen sind die von der Robert Bosch GmbH patentierte Voreinspur-Funktionalität in dem Motorauslauf [Hir06] und der von Toyota präsentierte permanent am Schwungrad anliegende Starter-Motor [z.B. AuE08].

Der Kern der Voreinspur-Funktionalität ist die Trennung des Einspurvorganges vom Andrehen des Motors. Sobald ein Motorstopp ausgelöst wurde, wird das Starterritzel eingespurte und wartet dort fixiert auf das Startsignal vom Motorsteuergerät, um den Motor wieder anzudrehen. Um den Starter in den Auslauf des VM voreinspuren zu können, muss die Drehmomentkurve präzisiert werden, um den Einspurimpuls im richtigen Moment zu geben. Für diese Funktionalität ist allerdings eine spezielle Schaltungselektronik notwendig, die den Starter um den Faktor drei verteuert [Quelle: intern]. Kann das mit dem Einspuren verbundene Klacken auf diese Weise in den Motorauslauf verlegt werden, ist es deutlich weniger zu bemerken als im Motorstopp.

Eine schaltungstechnisch deutlich einfachere Lösung ist es den Anlasser permanent mit dem Anlasserzahnkranz zu verbinden. Mechanisch ist es dann aber notwendig den Anlasserzahnkranz mit einem Freilauf auszustatten, da sonst das Ritzel des Anlassers bei einer typischen Übersetzung von 16 mit bis zu 96000 U/min (bei einer Motordrehzahl von 6000 U/min) drehen würde. Das wiederum erlaubt aber die Verzahnung nicht und es sind Geräusche zu erwarten. Die Herausforderung der Lösung mit einem Freilauf besteht darin, dessen Reibungsverluste zu minimieren, die einen Mehrverbrauch verursachen.

Die mit dem Einspuren verbundenen Beeinträchtigungen lassen sich also technisch lösen, woraus [Lau05] folgert, dass der Startkomfort nahezu auf das Niveau von konkurrierenden Starthilfen bei deutlich geringeren Systemkosten angehoben werden könne. Als bleibende Einschränkungen sind allerdings das Durchlaufen des Bereichs der Motoreigenfrequenzen mit verstärkter Anregung durch die Verbrennung (Kapitel 2.1.4) und die unmögliche Beeinflussung des Startablaufs in Abhängigkeit vom Startziel zu nennen (Kapitel 2.5).

## 5.7 Erforderliche Systemanpassungen

Um die Ergebnisse zum Quick Start auch losgelöst von der Wahl einer Starteinrichtung für ein P2-Konzept betrachten zu können, werden im Folgenden die mindestens erforderlichen Änderungen am Fahrzeug genannt.

Ein zusätzliches Bordnetzmanagement ist unabdingbar, das während des Wiederstarts ein Einbrechen des 12V-Netzes verhindert. Diese Maßnahme ist notwendig, weil die hohen Starterströme (Abbildung 5-14) einen Spannungsabfall unterhalb der Versorgungsspannung für z.B. das Radio oder sogar das Motorsteuergerät bewirken können. Verstärkt wird dieses Phänomen bei gealterter oder nur teilgeladener Starterbatterie. Je nach Bordnetzauslegung ist zur Absicherung sogar eine Stützbatterie erforderlich, über die alle elektrischen Verbraucher außer dem Anlasser während des Startvorgangs versorgt werden können. Kritisch dabei ist der Zeitpunkt der Umschaltung: Wird das Relais erst bei Startanforderung geschaltet, ergibt sich eine Zeitverzögerung des eigentlichen Starts von 50 - 100 ms je nach eingesetztem Relais [Quelle: intern]. Wird bereits unmittelbar nach dem Einleiten des Motorstopps auf die Stützbatterie umgeschaltet, muss deren Kapazität entsprechend größer ausfallen, um während der gesamten Motorstoppphase das Bordnetz mit Strom zu versorgen; das ist natürlich mit Zusatzkosten für die Batterie verbunden. Das Bordnetzmanagement darf außerdem keinen ASS bei niedrigem Ladezustand der 12V-Batterie zulassen, um die 100%ige Startzuverlässigkeit zu gewährleisten.

Die beschriebenen Umstände ließen sich vermeiden, wenn ein HV-Starter-Motor eingesetzt würde. Dieser würde es außerdem ermöglichen den VM über dessen Resonanzbereich bis etwa 500 U/min zu schleppen. Obschon technisch möglich, ergeben sich insbesondere auf der Kostenseite (Entwicklung, Erprobung, Stückzahl) große Nachteile für eine solche Sonderlösung im Vergleich zu einem konventionellem SM, da außerdem eine LE notwendig wäre. Damit haben sich aber die größten Vorteile des SM (erprobt, kostengünstig) in Nachteile umgewandelt, weshalb der Einsatz eines HV-RSG mit seiner zusätzlichen Funktion als Generator anstelle eines HV-SM wahrscheinlicher ist.

Aufgrund der zahlreichen Lade- und Entladevorgänge im Stopp-/Startbetrieb ist überdies ein zyklenfesterer Energiespeicher als die handelsübliche Starterbatterie notwendig, der häufige Änderungen im Ladezustand unbeschadet und mit möglichst geringer Alterung übersteht. Um trotz dieser erhöhten Anforderungen weiterhin den kostengünstigen Blei-Säure Akkumulator einsetzen zu können, wird auf die Absorbent-Glas-Matt (AGM)-Technologie zurückgegriffen. Diese hat laut Herstellerangaben eine dreifach höhere Zyklenfestigkeit und

eine siebenfach längere Lebensdauer [Joh09]. Das Mikroglasvlies und der darin fixierte Elektrolyt verhindern durch die Verpressung ein Abschlammen des Aktivmaterials und die Säureschichtung – beides Folgen der Zyklisierung und damit Gründe der Alterung bzw. Abnahme der Langzeitleistungsfähigkeit bei herkömmlichen Blei-Säure-Akkumulatoren [Fes05].



## Kapitel 6

### Kurzfassung der Ergebnisse aus den Untersuchungen zum Hybrid Start

Die im Folgenden in Kurzform präsentierten Ergebnisse sind der bereits mehrfach angesprochenen und zitierten Doktorarbeit von Dipl.-Ing. Sören Müller „Der Startvorgang von hybridisierten Ottomotoren“ [Mue09] entnommen, die zeitlich parallel und am selben Prüfstand angefertigt wurde.

Um eine nomenklatorische Unterscheidung zwischen den in Kapitel 2.2 beschriebenen möglichen SG-Start Varianten (RSG, ISG, P2-EM) und den durchgeführten Messungen zu treffen, wird der ISG-Start im Folgenden mit Hybrid Start (HS) bezeichnet. Entsprechend der Analyse des QS beschränken sich auch die Prinzipuntersuchungen zum HS aus [Mue09] auf den Wiederstart bei betriebswarmem Motor.

Müller definiert den fahrerinitiierten Start mit Drehmomentanforderung als Torque Request Hybrid Start (TR HS) und den komfortorientierten, fahrzeugsysteminitiierten Start als Idle Speed Request Hybrid Start (ISR HS) (vgl. Kapitel 2.5)

#### 6.1 Torque Request Hybrid Start

Entsprechend seiner Definition liegt der Fokus bei der Optimierung des TR HS auf einer kurzen Startdauer. Damit innerhalb kürzester Zeit nach Startanforderung durch den Fahrer Drehmoment zur Verfügung steht, ist ein hohes Startdrehmoment durch die EM bereitzustellen und die Einspritzfreigabe früh zu erteilen.

Müller argumentiert, dass die Einspritzung nicht vor dem Erreichen von 250 U/min erfolgen sollte, so dass in einen Zylinder eingespritzt wird, der zuvor Frischluft angesogen hat. Dadurch wird für die erste Verbrennung durch

den erfolgten Ladungswechsel sowohl eine gute Gemischaufbereitung sichergestellt als auch eine volle Zylinderfüllung bereitgestellt.

Bezüglich des Einflusses des Startdrehmomentniveaus auf die Dauer des Starts und die Höhe des Anstellschlags weist Müller annähernd lineare Zusammenhänge nach. Die Forderung nach einem schnellen Start mit geringen Anstellschlag widersprechen sich aber: Bei geringem Startdrehmoment ist der Anstellschlag bei langer Startdauer minimal; durch eine Erhöhung des Startdrehmoments verkürzt sich die Startdauer, der Anstellschlag aber wird stärker.

Vor dem Hintergrund, dass die Startdauer das wichtigste Kriterium des TR HS ist, führt Müller eine Benchmark-Analyse mit bereits am Markt befindlichen Hybridfahrzeugen durch. Als Ergebnis wird ein Startdrehmoment von 135 Nm als wettbewerbsfähig bei gleichzeitig akzeptablem Anfahrkomfort gefunden.

Ein solcher TR HS mit 135 Nm Startdrehmoment ist in Abbildung 6-1 gezeigt. Darin ist anhand der Zylinderdruckverläufe zu sehen, dass wie beschrieben erst in den zweiten komprimierenden Zylinder eingespritzt und anschließend gezündet wird. Die Zeit bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl beträgt 174 ms.

Der kumulierte elektrische Energiebedarf, berechnet aus der Messung von Strom und Spannung am Gleichstromeingang der LE, beläuft sich für diesen optimierten TR HS auf 1028 J.

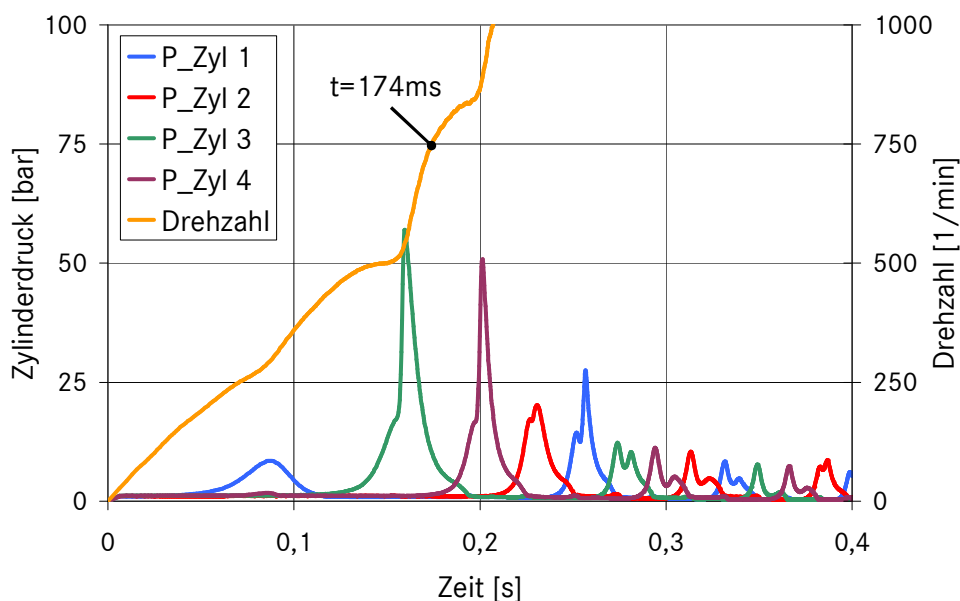


Abbildung 6-1: Drehzahl und Zylinderdrücke des TR HS (nach [Mue09])



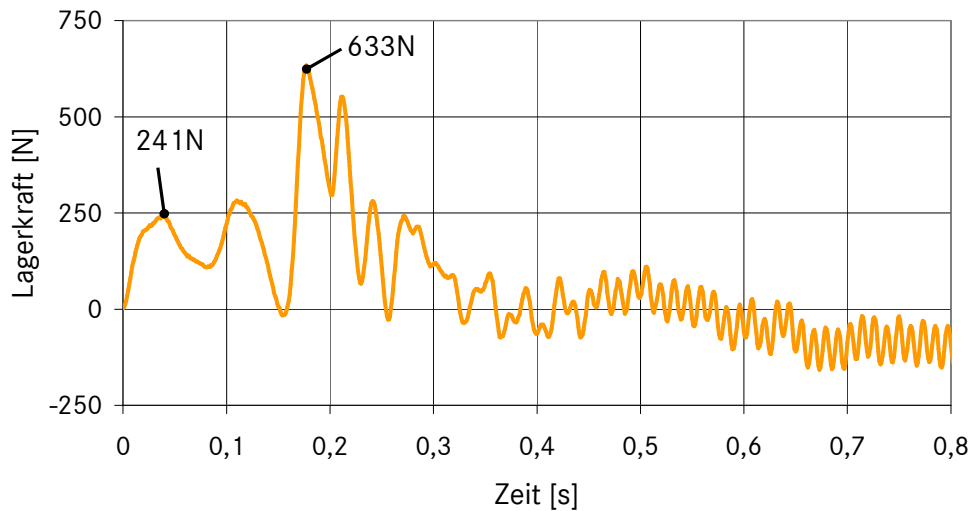


Abbildung 6-2: Vibrationen während des TR HS (nach [Mue09])

Der Anstellschlag, der sich aus dem gewählten Startdrehmoment von 135 Nm ergibt, beträgt 241 N wie aus der Messung der Lagerkraft in z-Richtung während des Startvorgangs in Abbildung 6-2 hervorgeht. Müller postuliert, dass beim fahrerinitiierten Start der Anstellschlag als positive Rückkopplung zum Fahrtwunsch wahrgenommen wird, so dass dieses Komfortmanko zugunsten der Startdauer in Kauf genommen werden kann. Die maximale Lagerkraftamplitude durch das Einsetzen der Verbrennung im Eigenfrequenzbereich beträgt, wie in der Abbildung 6-2 markiert, 633 N.

## 6.2 Idle Speed Request Hybrid Start

Wird der Wiederstart durch ein Fahrzeugsystem angefordert, ist das oberste Ziel den Startvorgang für den Fahrer unmerklich durchzuführen. Dafür ist der Anstellschlag zu minimieren, der Bereich der Eigenfrequenzen schnell und mit geringer Anregung zu durchlaufen und die ersten Verbrennungen sollten möglichst sanft im Bereich der Leerlaufdrehzahl einsetzen.

Müller schreibt, dass die ersten Verbrennungen deshalb mit spätem ZZP und erst nach Evakuieren des Saugrohrs durchgeführt werden sollten. Seine Untersuchungen ergeben, dass ein ZZP von  $19^\circ\text{KWnZOT}$  optimal ist und das Saugrohr auf mindestens 500 mbar evakuiert sein sollte. Er weist nach, dass für diese Evakuierung bei geschlossener Drosselklappe etwa 550 ms notwendig sind.

Auch wenn der ISR HS drehzahl geregelt und die Drehzahlsollvorgabe in Form eines linearen Verlaufs erfolgt, müssen aus Komfortgründen Drehmomentgrenzen festgelegt werden, die verhindern, dass der Sollvorgabe mit maximal zur Verfügung stehendem EM-Moment gefolgt wird. Müller zeigt, dass Startdrehmomentgrenzen von  $\pm 65$  Nm ausreichen um in der Zielzeit von 550 ms zu starten. Der sich ergebende Drehzahlverlauf ist in Abbildung 6-3 dargestellt.

In dieser Abbildung sind außerdem die Zylinderdrücke abgebildet, die im Schleppbetrieb unterhalb von 20 bar liegen und aufgrund der fortschreitenden Saugrohrevakuierung auf unter 10 bar absinken. Dank der sehr späten Zündung liegen auch die Zylinderspitzen drücke nach Einsetzen der Verbrennung unterhalb von 8 bar.

Durch das sanfte Einsetzen der Verbrennung wird wie dargestellt auch ein Überspringen der Drehzahl über die Leerlaufdrehzahl weitgehend vermieden und nach einmaligem Unterschwingen wird eine stabile Leerlaufdrehzahl erreicht. Der Unterschwinger rührt daher, dass der Leerlaufregler über den langsamen Pfad der Drosselklappe das Abschalten des EM-Moments durch Drehmoment vom VM kompensieren muss.

Der kumulierte elektrische Energiebedarf bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl beträgt für diesen ISR HS 1665 J. Dabei muss festgehalten werden, dass die Leerlaufdrehzahl rein elektrisch erreicht wird.

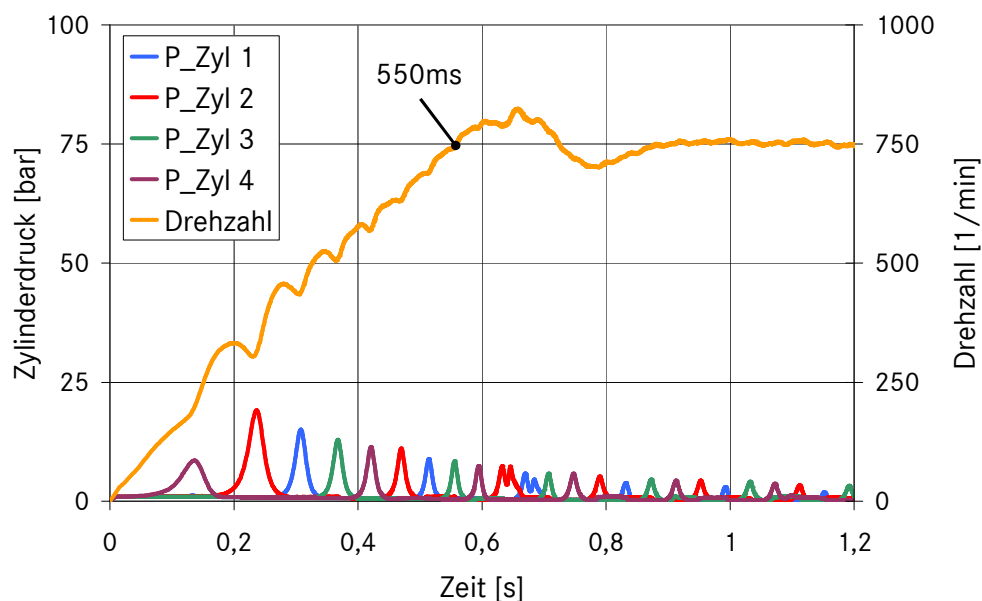


Abbildung 6-3: Drehzahl und Zylinderdrücke des ISR HS (nach [Mue09])

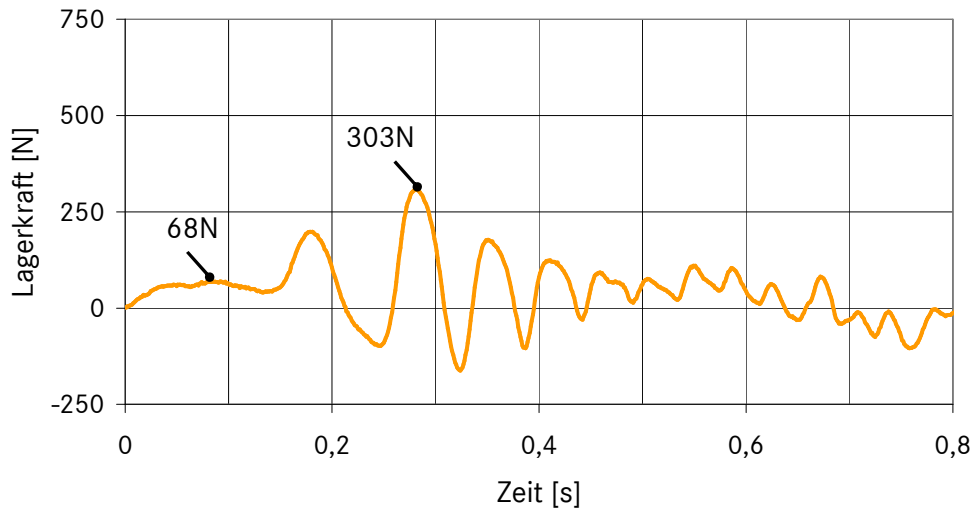


Abbildung 6-4: Vibrationen während des ISR HS (nach [Mue09])

Der Startkomfort wird maßgeblich durch die auftretenden Lagerkräfte in z-Richtung geprägt, die in Abbildung 6-4 gezeigt werden. Der Anstellschlag beträgt geringe 68 N und die maximale Amplitude im Bereich der Eigenfrequenzen nur 303 N. Dieser im Vergleich mit dem TR HS um mehr als die Hälfte geringere Wert ergibt sich daraus, dass die ersten Verbrennungen aus dem Bereich der Eigenfrequenzen verschoben wurden. Durch das überdies sanfte Einsetzen der Verbrennung ( $t=0,6$  s) wird auch im Bereich der Leerlaufdrehzahl keine Systemanregung durch hohe Spitzendrücke verursacht.



## Kapitel 7

### Vergleich und Bewertung der Startvorgänge

Für den Vergleich des Stopp-/Startvorgangs unter besonderer Berücksichtigung des Wiederstarts des Verbrennungsmotors mittels eines Quick Starts (Kapitel 5) oder eines Hybrid Starts (Kapitel 6) sind die bereits in Kapitel 2.1.1 genannten Bewertungskriterien definiert worden. In den folgenden Unterkapiteln werden die Bewertungskategorien Fahrtwunscherfüllung, Komfort, Robustheit, Aufwand, Emissionen jeweils getrennt voneinander diskutiert und bewertet. Soweit möglich beruhen die Aussagen auf direkten Ergebnissen aus der Dissertation von Mueller [Mue09] und der vorliegenden Arbeit. Ergänzt werden diese Fakten durch Erfahrungen aus der S400 Hybrid Serienentwicklung und zusammengetragenen Einschätzungen von Kollegen aus der Vorentwicklung und Forschung.

Die ausgefüllte Gesamtbewertungsmatrix findet sich abschließend für die zusammenfassende Empfehlung in Kapitel 8. Dort werden die verschiedenen Kategorien und Kriterien zusätzlich im Hinblick auf ihre Bedeutung gewichtet.

Bevor aber die betrachteten ASS-Abläufe bewertet werden, soll der jeweilige Nutzen bestimmt werden. Wie eingangs bereits erwähnt ist das alleinige Ziel eines ASS-Systems den Kraftstoffverbrauch zu reduzieren. Mit anderen Worten gilt es zu bestimmen, welcher Verbrauchsvorteil sich daraus ergibt den Motor aus- und wieder einzuschalten. Eine Kenngröße dafür ist die Amortisationszeit für den ASS. Die Zeit also, die mindestens verstreichen muss, ab der es sich gelohnt hat den Motor nicht im Leerlauf zu betreiben, sondern ihn abzuschalten. Um diese Zeit bestimmen zu können (Kapitel 7.1.1), wird im Folgenden zunächst die für den Wiederstart aufgewendete elektrische Energie in Primärenergieäquivalent als Vergleichsbasis umgerechnet.

Um das Primärenergieäquivalent für den elektrischen Energieverbrauch beim Wiederstart zu berechnen, wird der elektro-mechanische Gesamtwirkungsgrad aus der Multiplikation der Komponentenwirkungsgrade bestimmt. Die Wirkungsgradketten der beiden Startarten Hybrid Start und Quick Start sind in Abbildung 7-1 gezeigt.

Die verwendeten mittleren Wirkungsgrade sind aus Müller [Mue09, Kapitel 5.7 „Primärenergiebedarf des optimierten Hybridstarts“] und [Bos02] [Jos06] entnommen. Der mittlere Wirkungsgrad des Starters wurde anhand der Messungen zur Starterstromaufnahme (Kapitel 4.1.4) und der Beziehung zur Bestim-

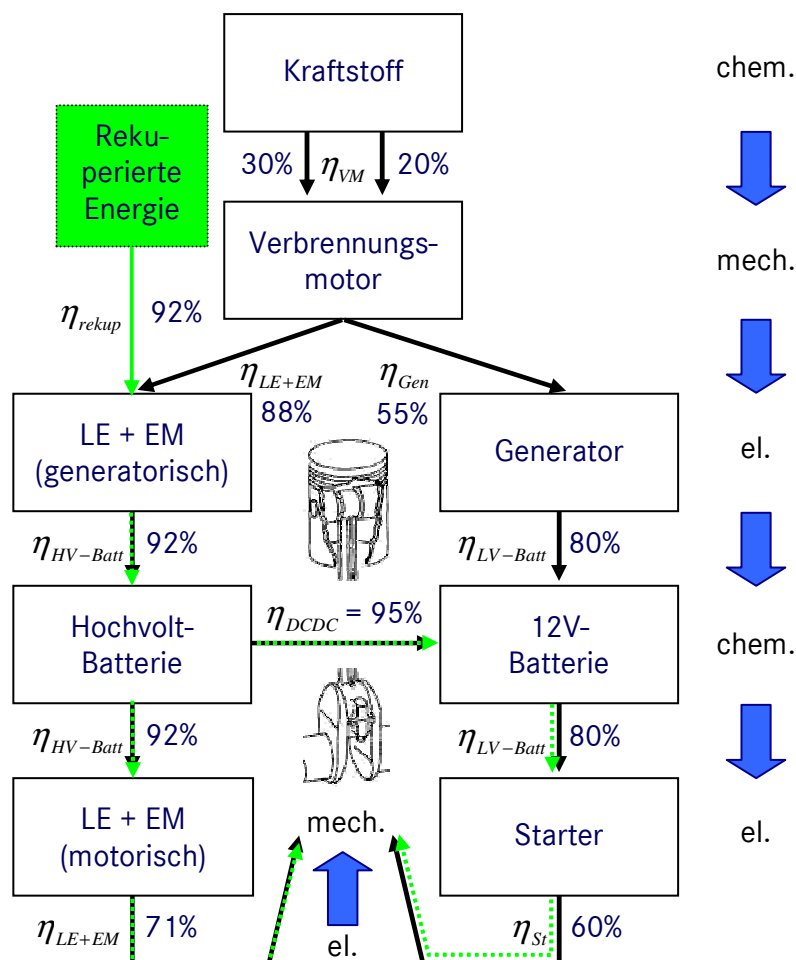


Abbildung 7-1: Wirkungsgrade der Energiewandlungskette

mung des Startermoments aus Kapitel 4.2.1.3 berechnet. Es wird berücksichtigt, dass in einem P2 der VM die HV-Batterie durch die Lastpunktanhebung stets im wirkungsgradoptimierten Bereich ( $\eta_{VM} = 30\%$ ) lädt, der Generator im Mikro-Hybrid aber rein spannungsgeführt arbeitet und die 12V-Batterie deshalb mit einem schlechteren Gesamtwirkungsgradmittelwert ( $\eta_{VM} = 20\%$ ) lädt. Es wird außerdem berücksichtigt, dass LE und EM im startrelevanten Bereich unterhalb 750 U/min einen schlechteren Wirkungsgrad ( $\eta_{LE+EM} = 71\%$ ) haben als im Betriebsmittel ( $\eta_{LE+EM} = 88\%$ ).

Da sich der Wirkungsgrad von ISG und P2-EM nicht unterscheidet, können diese zusammengefasst beide als eine EM betrachtet werden. Somit gilt der linke Pfad der Wandlungskette in Abbildung 7-1 gleichermaßen für den Mild-Hybrid mit ISG als auch für den P2 mit ISG. Der rechte Pfad in dieser Abbildung gilt entsprechend für ein Stopp-/Start-Fahrzeug mit SM. In einem P2-Hybrid mit SM gilt bezüglich der Generation (LE + EM) und Speicherung der elektrischen Energie (HV-Batterie) der linke Pfad. Der SM wird aber aus der 12V-Batterie versorgt, die wiederum über den DC/DC-Wandler von der HV-Batterie geladen wird, weshalb für eine solche Konfiguration der linke Pfad über den Wirkungsgrad des Spannungswandlers verlassen wird und motorisch die rechte Wirkungskgradkette ab 12V-Batterie gilt.

In Tabelle 7-1 sind die berechneten Gesamtwirkungsgrade  $\eta_{ges}$  zur Bereitstellung der elektrischen Startenergiebedarfe aus Kraftstoff aufgeführt. Diese liegen selbst für einen HS bei geringen 16%, sind aber für die Bereitstellung des Startdrehmoments durch den Anlasser in einem konventionellen Fahrzeug um weitere fast 12 Prozentpunkte schlechter. Referenz für diese Werte ist dabei nicht ein theoretisches Optimum der Umwandlungskette, sondern die Alternative den Motor im Stillstand nicht auszuschalten. In der Tabelle 7-1 sind außerdem die entsprechenden Werte für den elektrischen Energiebedarf  $E_{el}$  der jeweiligen Startart aus Kapitel 5.3.4 (QS) und 6.1 bzw. 6.2 (HS) zu finden, die den Wirkungsgrad der letzten Umwandlung von elektrischer in mechanische Energie implizit schon enthalten. Deshalb wurde ein effektiver Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{eff}$  für die Berechnung des Primärenergieverbrauchs eingeführt, der diese letzte Umwandlung nicht enthält.

(Die gesamte Tabelle mit allen im Folgenden beschriebenen Wirkungsgraden und berechneten Energiebedarfen findet sich zur Übersicht noch einmal im Anhang C)

		ASS FQS ASS SQS	P2 FQS P2 SQS	TR HS	ISR HS
Gesamt- wirkungsgrad	$\eta_{ges}$	4%	11%	16%	16%
Elektrischer Energiebedarf	$E_{el}$	385 J 650 J	385 J 650 J	1028J	1665 J
Effektiver Wirkungsgrad	$\eta_{eff}$	7%	19%	22%	22%

Tabelle 7-1: Gesamt- und effektive Wirkungsgrade für el. Energiebedarfe

In Abbildung 7-1 ist mit den grünen, gestrichelten Pfeilen außerdem bereits berücksichtigt, dass die Hochvolt-Batterie in einem Hybrid-Konzept mit ISG und/oder P2-EM nicht ausschließlich durch den Verbrennungsmotor geladen wird, sondern auch durch Energierückgewinnung aus der kinetischen Energie des Fahrzustands (Rekuperation). Der geringe Ladeanteil aus der Lastpunktverschiebung wird in dieser Bilanz vernachlässigt, weil der verbrauchsneutrale Vorteil aus der Wirkungsgradanhebung kaum zu quantifizieren ist. Um den Prozentsatz dieser zurückgespeisten Energie beziffern zu können, wurde der Rekuperations-Wirkungsgrad  $\eta_{rekup}$  der Betriebsstrategie des Serienfahrzeugs Mercedes-Benz S 400 Hybrid untersucht.

$$\eta_{rekup} = \frac{\text{Ladungsmenge aus Rekuperation}}{\text{Gesamtladungsmenge}} \quad (7-1)$$

Mit Zugriff auf die internen Motorsteuergerätegrößen wurde dafür der Ladestrom der HV-Batterie jeweils integriert während von der Betriebsstrategie entweder Schub- oder Bremsrekuperation angefordert wird. Dieser Rekuperations-Wirkungsgrad hängt sehr stark vom Fahrverhalten ab, beträgt aber für den standardisierten Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ)  $\eta_{rekup} = 92\%$ . Damit verringert sich die elektrische Energie  $E_{el,Kr}$ , die wirkungsgradbehaftet aus Kraftstoff für den elektromotorischen Anteils am Wiederstart generiert werden muss. Daraus folgt für die direkt aus Kraftstoff benötigte Energiemenge  $E_{Kr}$ :

$$E_{Kr} = \frac{E_{el,Kr}}{\eta_{eff}} = \frac{(1 - \eta_{rekup}) \cdot E_{el}}{\eta_{eff}} \quad (7-2)$$



		ASS FQS ASS SQS	P2 FQS P2 SQS	TR HS	ISR HS
Rekuperations- Wirkungsgrad	$\eta_{rekup}$	0%	92%	92%	92%
Kraftstoffenergie- bedarf für $E_{el}$	$E_{Kr}$	5500 J 9286 J	162 J 274 J	374 J	605 J

Tabelle 7-2: Rekuperations-Wirkungsgrad und Kraftstoffenergiebedarf zur Bereitstellung des elektrischen Startenergiebedarfs

Es muss aber berücksichtigt werden, dass die rekuperierte Energiemenge statt für den Wiederstart auch verbrauchseinsparend für den Vortrieb (Boosten, E-Fahrt) genutzt werden kann. Dadurch würde gemäß

$$E_{Traktion} = \frac{E_{el}}{\eta_{HV-Batt}} \cdot \eta_{rekup} \cdot \frac{\eta_{HV-Batt} \cdot \eta_{LE+EM}}{\eta_{VM}} \quad (7-3)$$

eine Energiemenge  $E_{Traktion}$  eingespart werden (Tabelle 7-3). Die Gleichung zur Berechnung des Primärenergieäquivalents  $E_{Primär}$  des elektrischen Energiebedarfs für den Wiederstart ergibt sich damit zu:

$$E_{Primär} = E_{Kr} + E_{Traktion} \quad (7-4)$$

		ASS FQS ASS SQS	P2 FQS P2 SQS	TR HS	ISR HS
Rekup. Energie für Traktion	$E_{Traktion}$	0 J	1039 J 1754 J	2774 J	4493 J
Primär-Energie- Äquivalent	$E_{Primär}$	5500 J 9286 J	1201 J 2028 J	3148 J	5098 J

Tabelle 7-3: Rekuperations-Energie für Traktion und elektrische Energiebedarf aus Kraftstoff in Primärenergieäquivalent

Diese Werte lassen allerdings immer noch keinen Vergleich der für den Wiederstart notwendigen Energie zu, weil zusätzlich zur elektrischen noch eine von der Startart abhängige Menge an Verbrennungsenergie zum Beschleunigen des VM bis auf Leerlaufdrehzahl benötigt wird. Diese kumulierte Verbrennungsenergie  $E_{Verb}$  wird aus der gemessenen Einspritzmenge pro Arbeitsspiel bis Leerlaufdrehzahl und dem unteren Heizwert des Kraftstoffes nach

$$E_{Verb} = \sum m_{Br_i} \cdot H_u \quad (7-5)$$

berechnet (Tabelle 7-4). Dabei ist darauf hinzuweisen, dass beim SQS deshalb 26% weniger Kraftstoff eingespritzt wird als beim FQS, weil eine Vollastzündung weniger benötigt wird, um auf Leerlaufdrehzahl zu beschleunigen, und  $E_{Verb}$  für den ISR HS 0 J beträgt, da die Eigenschaft dieses HS gerade ist, den VM rein elektrisch bis auf Leerlaufdrehzahl zu beschleunigen.

		ASS FQS ASS SQS	P2 FQS P2 SQS	TR HS	ISR HS
Verbrennungs- energie	$E_{Verb}$	4807 J 3578 J	4807 J 3578 J	1130 J	0 J

Tabelle 7-4: Verbrennungsenergie während des Motorhochlaufs

Die benötigte Gesamtenergie für den Wiederstart  $E_{Start}$  lässt sich nun mit

$$E_{Start} = E_{Primär} + E_{Verb} \quad (7-6)$$

berechnen und ergibt (siehe Tabelle 7-5), dass sich die für den TR HS benötigten 4277 J von den 5098 J für den ISR HS um 19% unterscheiden. Ein FQS im P2 benötigt dagegen mit 6008 J im Vergleich mit dem TR HS schon 40% mehr Energie und der FQS im konventionellen Fahrzeug mit 10307 J fast das zweieinhalbfache an Energie (+141%).

In der Berechnung für den Gesamtenergiebedarf des SQS wird deutlich, welcher großer energetischer Vorteil sich ergibt, wenn die elektrische Energie nicht direkt aus dem Kraftstoff, sondern indirekt über die Rekuperation generiert wird. Dies wird deutlich im Ergebnis, dass der SQS im Vergleich mit dem FQS in einem reinen ASS-Fahrzeug um 25% mehr Energie benötigt, im P2 allerdings 7% weniger. Der Einsatz elektrischer Energie ist damit im P2-Hybrid gesamtenergetisch günstiger als der direkte Einsatz von Verbrennungsenergie.

		ASS FQS ASS SQS	P2 FQS P2 SQS	TR HS	ISR HS
Gesamt Start- energiebedarf	$E_{Start}$	10307 J 12863 J	6008 J 5605 J	4278 J	5098 J

Tabelle 7-5: Gesamtstartenergiebedarfe der untersuchten Startarten

### 7.1.1 Amortisationszeit für den ASS

Aussagekräftiger als die Angabe der Startenergiemenge ist die Amortisationszeit für den automatischen Stopp/Start. Dafür wurde der zeitliche Bedarf des akkumulierten Leerlaufenergiebedarfs für den untersuchten Motor berechnet und mit den berechneten Startenergien in Beziehung gesetzt. Danach hat sich ein ASS beim HS bereits nach 0,75 s (TR HS) bzw. 0,89 s (ISR HS) amortisiert, während für den P2-QS minimal 1 s verstreichen muss. Beim ASS-QS unterscheiden sich zudem die Amortisationszeiten zwischen FQS und SQS mit 1,80 s bzw. 2,24 s um 24,4%.

		ASS FQS	P2 FQS	TR HS	ISR HS
		ASS SQS	P2 SQS		
ASS- Amortisationszeit	$t_{Amort}$	1,80 s	1,05 s	0,75 s	0,89 s
		2,24 s	0,98 s		

Tabelle 7-6: Stoppamortisationszeiten der untersuchten Startarten

In Abbildung 7-2 ist dieser Zusammenhang zur Veranschaulichung dargestellt. Dabei entsprechen die Schnittpunkte des Leerlaufverbrauchsgeraden mit den konstanten Energiebedarfen der Startarten gerade der Zeit, die verstreichen muss, bevor ein automatischer Stopp energetisch sinnvoll war.

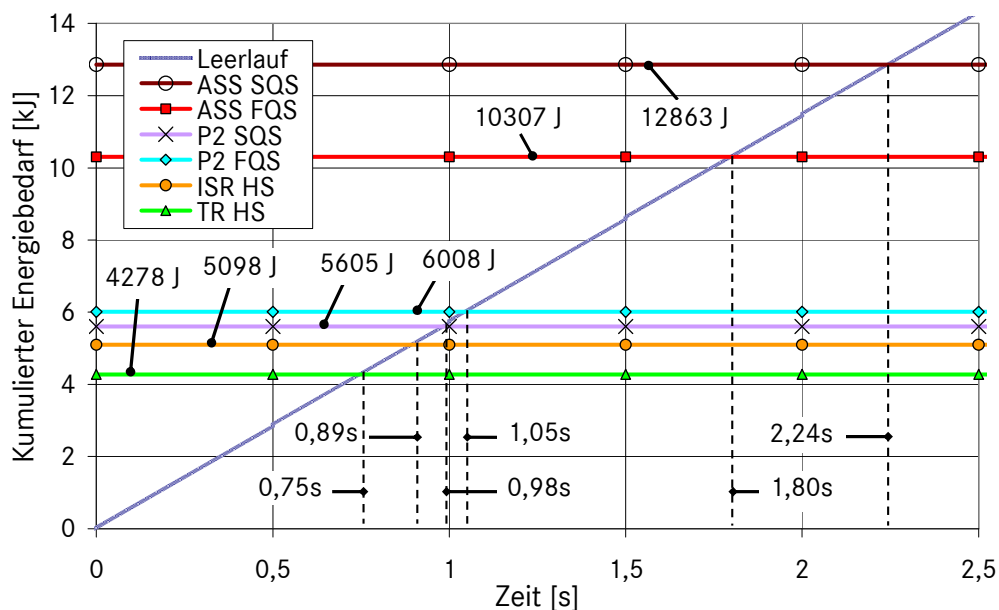


Abbildung 7-2: Amortisationszeiten für den ASS

### 7.1.2 Betriebsstrategie für den Change-of-Mind

Die zuvor berechneten Amortisationszeiten scheinen auf den ersten Blick sehr kurz zu sein, da z.B. eine Ampelstoppphase typischerweise deutlich länger als 2 s dauert. Es ist aber zu überprüfen in welchem Maße sich eine Change-of-Mind-Situation negativ auf die Energiebilanz auswirkt und ob eine geeignete Betriebsstrategie eine Häufung dieses Falles erkennen und verhindern sollte.

Ein typisches Beispiel für eine solche Häufung ist stockender Verkehr in der Stadt oder Stop-and-Go auf der Autobahn. Eine solche Situation durch das Fahrerverhalten und die Fahrzeuggeschwindigkeit zu detektieren ist möglich, birgt aber das Risiko der Fehlinterpretation und der mangelnden Vorhersehbarkeit des Systemverhaltens (Kapitel 7.3). Allgemein gilt für einen P2-Hybrid dass die zuvor beschriebenen Verkehrssituationen durch die E-Fahrt abgedeckt werden sollten und der Change-of-Mind deshalb deutlich seltener auftritt.

In einem Fahrzeug mit SM kann der Motor ohne Starterunterstützung oberhalb von etwa 500 U/min durch Wiedereinsetzen der Einspritzung über die Verbrennung selbst wieder auf Leerlaufdrehzahl beschleunigt werden. Darunter kann ein Wiederstart aber erst dann eingeleitet werden, wenn die Motordrehzahl weit genug abgefallen ist und das Ritzel sicher in den Anlasserzahnkranz einspielen kann (vgl. Kapitel 2.2.2). Nach Herstellerinformation muss die Differenzdrehzahl beim Auftreffen der Zähne kleiner 250 U/min sein. Mit der optimierten Drosselklappenstrategie aus Kapitel 5.4.3 dauert es von Stoppanforderung bis zu dieser Drehzahl etwa 0,65 s (Abbildung 5-21). Damit muss eine Startanforderung gegebenenfalls von der Betriebsstrategie zum Bauteilschutz verzögert werden und es ergibt sich keine Verringerung der aufzuwendenden Gesamtstartenergie, da sich der VM nach Abschluss des Einspurvorgangs zum Beginn des Drehmomentaufbaus bereits im Austaumeln befindet. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit sowohl wegen der Fahrtwunscherfüllung (Startverzögerung) als auch aus energetischen Gründen (Stoppzeiten im Change-of-Mind sind kürzer als 1 s) eine Logik zu implementieren, die zuverlässig eine Häufung dieser Situation vermeidet.

Ein HS hingegen kann zu jedem Zeitpunkt einen Wiederstart in den auslaufenden Motor einleiten und damit wird sich der Gesamtstartenergiebedarf in etwa proportional zur Differenz aus Drehzahl bei Startanforderung und Leerlaufdrehzahl verhalten. Aus energetischer Sicht gibt es deshalb kaum einen Grund, einen Fahrzustand mit häufigem Change-of-Mind vorherzusehen und dann den Motorstopp zu verhindern. Es ist vielmehr eine Frage des Gesamtsystemeindrucks, ob trotzdem ein ständiges Abschalten des VM vermieden werden soll.

## 7.2 Fahrtwunscherfüllung

Bewertungskriterium	SQS	FQS	ISR HS	TR HS
Drehmomentverfügbarkeit	0	+	x	++
Zugkraftgleichförmigkeit	++	++	+	+
Change-of-Mind	-	0	+++	+++

Tabelle 7-7: Teilbewertungsmatrix Fahrtwunscherfüllung

### Drehmomentverfügbarkeit

Wie in einem konventionellen Fahrzeug muss dem Wunsch des Fahrers nach Vortrieb auch in einem P2-Hybrid unmittelbar nachgekommen werden. Sobald diese Drehmomentanforderung im Stillstand oder aus der E-Fahrt erfolgt und die Leistungsfähigkeit des Hybridsystems übersteigt, muss der VM hinzugeschaltet werden. Die Verfügbarkeit des Drehmoments hängt dabei in erster Linie von der Startdauer ab (Kapitel 7.3), weil die Synchronisation zwischen VM- und EM-Drehzahl sowie anschließendem Herstellen des Kraftschlusses über ein Anfaherelement (Wandler oder Kupplung) für alle Startarten ähnlich abläuft. Für den ISR HS ist dieses Kriterium nicht zu bewerten (Eintrag „x“ in Tabelle 7-7), weil bei Drehmomentanforderung immer ein TR HS durchgeführt wird. Prinzipuntersuchungen bei der Daimler AG zeigen, dass die Synchronisation des Triebstrangs aus der E-Fahrt mit zwei EM (ISG + P2-EM) etwas schneller und exakter durchgeführt werden kann, woraus sich neben der kürzeren Startdauer ein weiteres leichtes Plus für den HS ergibt.

Grundsätzlich ist dieses Kriterium aber eine wesentliche Herausforderung, da der Fahreindruck durch jeden Moment dieser gefühlten „Gedenksekunde“ deutlich leidet. Dieser Umstand potenziert sich insbesondere bei geringer Leistungsfähigkeit des Hybridsystems (<20 kW), wenn fast jede Drehmomentanforderung dazu führt, dass eine Unterstützung durch den VM notwendig wird.

### Zugkraftgleichförmigkeit

Ein weiteres Thema bei der Zuschaltung des VM ist es, eine möglichst hohe Zugkraftgleichförmigkeit zu gewährleisten. Während eine Zugkraftunterbrechung aus der E-Fahrt auf jeden Fall zu verhindern ist, sind aber auch Schwankungen im Abtriebsdrehmoment bereits für den Fahrer unangenehm spürbar. Diese können bei den untersuchten Startsystemen auftreten, wenn die Drehzahlen von VM und EM beim Herstellen des Kraftschlusses nicht vollständig synchron waren oder aber, wenn für das Starten die momentane Traktionsleistung der P2-EM verringert werden muss.

Bezüglich der Synchronisationsqualität gibt es wie bereits weiter oben angesprochen ein leichtes Plus für den HS. Für das Starten des VM aber darf die Gesamtbelastung der Batterie ihre Leistungsgrenze nicht übersteigen. Das bedeutet für den HS folglich, dass in der E-Fahrt entweder ein Leistungsvorhalt für den Wiederstart berücksichtigt werden muss mit der Folge, dass das E-Fahrtspotenzial nicht vollständig ausgenutzt werden kann, oder die Batterieentladeleistung für den gleichzeitigen Betrieb von zwei EM ausgelegt werden muss, was die Batteriekosten erhöht. Dieses Dilemma tritt beim QS nicht auf, da die Startenergie aus der 12V-Batterie kommt und damit keinen Einfluss auf das verfügbare Traktionsmoment der P2-EM hat.

#### Change-of-Mind

Zur Change-of-Mind-Situation ist bereits im Kapitel 7.1.2 dargelegt worden, dass der HS den VM zu jedem Zeitpunkt wieder auf Leerlaufdrehzahl beschleunigen kann, der FQS aber bei Drehzahlen zwischen 500 und 250 U/min verzögert werden muss, bis die Drehzahl auf kleiner 250 U/min abgefallen ist.

Damit kann mit einem HS eine Wiederstartanforderung sowohl vom Fahrer (TR HS) oder von einem Fahrzeugsystem (ISR HS) jederzeit umgesetzt werden. Für den FQS ist mit einer Verzögerung zu rechnen, die beim SQS durch die längere Startzeit sogar noch verschlechtert wird.

## 7.3 Komfort

Bewertungskriterium	SQS	FQS	ISR HS	TR HS
Startdauer [ms]	447	387	550	174
Startgeräusch	-	+	+++	+++
Startvibrationen und Anstellruck	0	-	+++	++
Drehzahlüberschwinger	0	0	++	x
Vorhersehbares Verhalten	0	0	0	0
Stoppvibrationen und Motorruckeln	+	-	+++	+++

Tabelle 7-8: Teilbewertungsmatrix Komfort

#### Startdauer

Die Startdauer wurde auf Seite 25 als „Zeit vom Auslösen des Starts bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl“ definiert und die reine Startzeit als „das Zeitintervall von Losbrechen des Motors bis Leerlaufdrehzahl“ (S. 72). Deshalb muss auf die für die Quick Starts bestimmten Startzeiten die Zeit für das Einspuren des Starterritzels addiert werden, um sie mit der Startdauer der Hybridstarts vergleichen zu können.

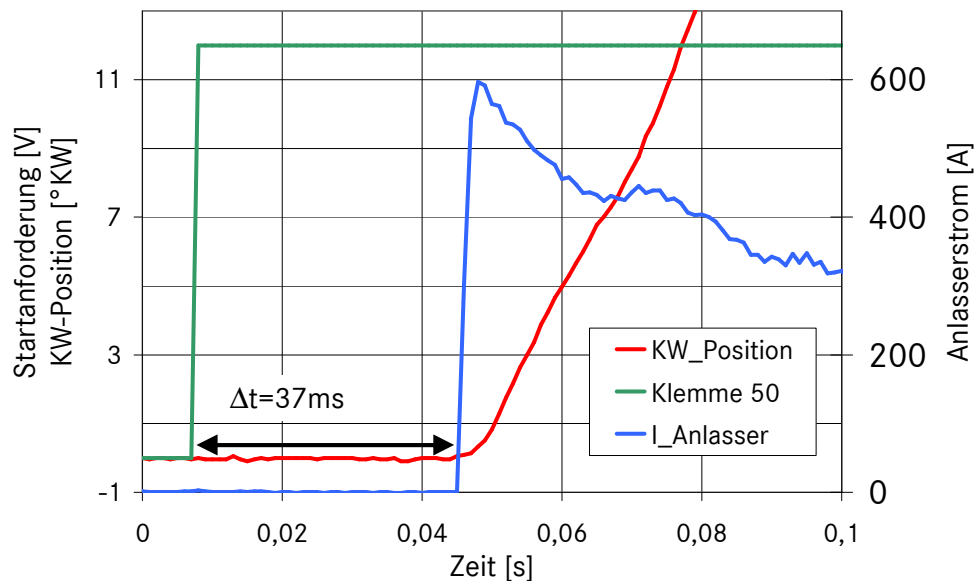


Abbildung 7-3: Messung der Zeitdauer für den Einspurvorgang

Dafür wurde die Zeit gemessen, die zwischen dem 12V-Signal zur Startanforderung und dem Zeitpunkt des Losbrechens vergeht mit dem Ergebnis, dass das Einspuren im Mittel 37 ms dauert. Die Abbildung 7-3 veranschaulicht diesen Vorgang. Den repräsentativ gemessenen Startzeiten von 410 ms für den SQS bzw. 350 ms für den FQS müssen also jeweils diese 37 ms hinzugerechnet werden und es ergeben sich die in Tabelle 7-8 angegebenen Startdauern.

Die Startzeit des TR HS ist dabei als sehr gut zu bewerten und obwohl die des FQS mehr als doppelt so lang ist, erfüllt auch dieser die Forderung nach einem schnellen Wiederstart noch gut. Die marginal längere Startzeit des SQS fällt weniger ins Gewicht als die dabei entstehenden Geräusche. Die langen 550 ms des ISR HS sind deshalb nicht negativ zu bewerten, weil diese Variante des HS nur durchgeführt wird, wenn die Startzeit eine untergeordnete Rolle spielt.

#### Startgeräusch

Für alle Quickstarts mit einem herkömmlichen Starter ist jeweils das Einspurgeräusch zu vernehmen. Dies ist bei Fahrzeugen mit guter Geräuschkämmung im Innenraum zwar kaum hörbar, dringt subjektiv durch sein metallisches Klacken aber trotzdem durch. Im weiteren Verlauf hat der QS durch die Geräuschquelle Starter weitere Nachteile gegenüber dem HS, der außer dem Einsetzen der Verbrennung keine störenden Geräusche verursacht. Im Vergleich der QS untereinander schneidet der SQS noch schlechter ab, da der Starter einen deutlich hörbaren Arbeitstakt länger im Eingriff bleibt.

### Startvibrationen und Anstellschlag

Der Vergleich der Startvibrationen geht klar zu Gunsten des HS aus: Der TR HS beschleunigt den Verbrennungsmotor sehr schnell durch den Bereich der Eigenfrequenzen und der ISR HS kann die Drehzahlungleichförmigkeit sogar effektiv ausregeln. Für den QS gilt, dass die Starterunterstützung gerade im Bereich der Eigenfrequenzen endet und so eine verlängerte und durch die Verbrennung verstärkte Anregung stattfindet. Für den FQS finden dabei mindestens zwei Verbrennungen in dem kritischen Drehzahlbereich statt, beim SQS hingegen nur eine.

Als Anstellschlag wird die ruckartige Fahrzeugvertikalbeschleunigung bezeichnet, die entsteht, wenn der stillstehende Motor durch ein externes Drehmoment einseitig in die Motorhauptlager gekippt und von diesen gestützt wird. Dieser Schlag ist umso größer, je höher das einwirkende Drehmoment ist. Völlig vermeiden lässt sich dieser Ruck nicht, da er auch spürbar ist, wenn gerade das Losbrechmoment überwunden wird. Dieser minimale Anstellruck tritt demnach beim QS auf, weil der VM gerade in dem Moment losdreht, wenn vom Starter das Losbrechmoment aufgebracht wird. Der ISR HS minimiert den Anstellruck, weil das Losbrechmoment des VM abhängig von Kühlwassertemperatur und Umgebungsdruck kennfeldbasiert hinterlegt ist und somit genau angesteuert werden kann. Wird ein TR HS von der Betriebsstrategie angefordert, wird ein spürbarer Anstellruck als Mittel zum Zweck des schnellstmöglichen Starts in Kauf genommen.

### Drehzahlüberschwinger

Das Überspringen der Drehzahl bevor eine stabile Leerlaufdrehzahl vorliegt, ist bei einer Leerlaufanforderung aus zwei Gründen zu vermeiden: Zum einen ist der Überschwinger akustisch am ansteigenden und abfallenden Motorgeschall zu hören und zum anderen wird die Synchronisation der VM mit der EM verzögert.

Ein Drehzahlüberschwinger kann verringert werden, indem entweder das Saugrohr im Schleppbetrieb evakuiert wird und dann mit den folgenden Verbrennungen, mit denen die Leerlaufdrehzahl erreicht wird, durch späte Zündzeitpunkte sehr wenig Drehmoment erzeugt wird, oder der VM durch ein externes Moment auf die Leerlaufdrehzahl eingebremst wird.

Beide genannten Möglichkeiten sind beim QS allerdings nicht anwendbar: Einen direkten Einfluss auf die Leerlaufdrehzahl kann der ausgespurte Starter nicht ausüben und eine Evakuierung des Saugrohrs ist nicht möglich, da durch den QS gerade das Schleppen des Motors mit dem Anlasser deutlich verkürzt wird.



und die ersten Verbrennungen trotz geschlossener Drosselklappe deshalb volllastähnliche Zündungen sind. Durch eine reine Spätverstellung der Zündung kann der Überschwinger allenfalls etwas abgemildert werden. Eine zu späte Verbrennung sowie eine Abmagerung des Gemisches beim Motorhochlauf bergen dabei Nachteile bezüglich der Emissionen (Kapitel 7.6).

Beim HS ist es letztlich eine Frage der Betriebsstrategie in wie weit die EM über eine Drehzahlregelung den VM auf Leerlaufdrehzahl einbremst. Der eingangs beschriebene Komfortgewinn kann ins Gegenteil umschlagen, wenn die EM zu plötzlich gegen die akustische Beschleunigung des VM anbremst. Aus der Entwicklung des Mercedes-Benz S400 Hybrid ist bekannt, dass dies subjektiv wahrgenommen wird, als würde dem Motor die Luftzufuhr abgeschnitten. Für die Wahrnehmung angenehmer und energetisch sinnvoller ist es, beim ISR HS das Saugrohr im Schleppbetrieb auf unter 300 mbar zu evakuieren und die Verbrennung dann sehr sanft mit späten Zündzeitpunkten einsetzen zu lassen.

#### Vorhersehbares Verhalten

Für den Fahrer ist es von großer Bedeutung, dass sich das Fahrzeug vorhersehbar verhält. Mit anderen Worten wird erwartet, dass sich in für den Fahrer scheinbar gleicher Situation der gleiche Systemzustand einstellt. Dies gilt in besonderem Maße beim Motorstopp im Stillstand. Für den Fahrer ist es schwer vermittelbar, dass es eine Reihe von Stoppverhinderern gibt, auf die er nur indirekten (Klimaanforderung, Bordnetzlast) oder keinen (Diagnosefunktion, Adaptionsvorgang) Einfluss hat. Ähnliches gilt für den vom Fahrer nicht initiierten Motorstart bei kritischem Ladezustand der HV-Batterie. Auch wenn dieser beispielsweise beim ISR HS kaum merklich abläuft, wird jeder unerwünschte Motorstart vom verbrauchsbewussten Fahrer negativ bewertet.

Alle Startarten sind dabei von diesen Einschränkungen gleichermaßen betroffen, da Sie auf die Stoppverhinderer oder Systemstarts keinen Einfluss haben. Theoretisch ist es allerdings möglich, die HV-Batterie in einem P2-SM-Hybrid etwas tiefer zu entladen, bevor ein Wiederstart angefordert wird, da die Energie für den Start selbst aus der LV-Batterie bezogen wird. Ob dies in der Praxis hingegen einen merklichen Unterschied macht, ist ohne einen Feldversuch nicht zu klären und wird bezweifelt.

#### Stoppvibrationen und Motorruckeln

Die Vibrationen beim Motorauslauf lassen sich durch das Schließen der Drosselklappe verringern mit der Folge für den QS, dass sich eine FQS-Position nicht sicher einstellt. Deshalb wurde eine optimierte Drosselklappenstrategie entwickelt (Kapitel 5.4.3), bei der ein leichtes Ansteigen der Vibrationen in

Kauf genommen wird, die aber einen FQS sicher ermöglicht. Das Ruckeln des Motors durch die Drehrichtungswechsel beim Taumeln kann dann aber beim FQS nicht unterbunden werden.

Für einen HS ist die Startposition von sehr untergeordneter Rolle, weshalb die Drosselklappe während des gesamten Auslaufvorgangs geschlossen bleiben kann. Sehr viel stärker können die Vibrationen zusätzlich durch eine geregelte Zielbremsung vermieden werden, durch die auch das Taumeln des Motors verhindert werden kann. Bei einer solchen Zielbremsung werden die von der Expansion hervorgerufenen Drehzahlschwankungen von der EM eingebremst und der Motor am Zurückdrehen gehindert. Diese zuletzt beschriebene Funktion wurde am Prüfstand nicht realisiert, ist aber aus dem Serienprojekt bekannt.

Für einen P2-Hybrid bleibt festzuhalten, dass der Motorstopp zumeist während der Fahrt angefordert wird und die beschriebenen Vibrationen dann weitgehend von den Fahrtgeräuschen und Fahrbahnunebenheiten überdeckt werden.

## 7.4 Robustheit

Bewertungskriterium	SQS	FQS	ISR HS	TR HS
Starterfolg beim 1. Versuch	✓	(✓)	✓	✓
Verschleiß und Alterung	--	-	+	+
Systemverfügbarkeit	0	0	0	0
Startabsicherung	0	0	+	+
Reproduzierbarkeit	+	+	+++	+++

Tabelle 7-9: Teilbewertungsmatrix Robustheit

### Starterfolg beim 1. Versuch

Für ein Startsystem ist es Grundvoraussetzung, den 100%igen Starterfolg beim ersten Versuch sicherzustellen. Deshalb wird es ein reines oder erweitertes Direktstartkonzept auch nicht zur Serienreife bringen können (Kapitel 2.4.1). Für den vorgestellten FQS bedeutet diese Anforderung aber auch, dass durch eine saubere Applikation die 1. Verbrennung unter allen Umgebungsbedingungen dazu führt, dass der VM nach dem automatischen Ausspüren des Anlasers auch wirklich ohne weitere Unterstützung weiter beschleunigt und nicht abwürgt. Es ist wahrscheinlich sogar vorzusehen, dass bei extremen Bedingungen, schlechter Kraftstoffqualität oder verändertem Motorverhalten durch schlechte Schmierung oder Alterung der Starter zur Sicherheit länger eingespurt bleibt und ein SQS durchgeführt wird.

### Verschleiß und Alterung

Das Thema Verschleiß ist eine große Herausforderung für die SM-Entwicklung. Aktuell werden dem für den Stopp-/Startbetrieb optimierten Starter eine Lebensdauer von maximal 600.000 Starts vom Hersteller zugesichert. Das ist für einen P2-Hybrid, bei dem der Motor nicht nur im Stillstand sondern auch während der Fahrt ausgeschaltet wird, zu wenig. Um eine erweiterte Lebensdaueraussage des Starters im Betrieb mit einen SQS bzw. FQS zu treffen, müssen Startdauerläufe durchgeführt werden. Nur so lässt sich quantifizieren, in wie weit sich die gegenüber einem herkömmlichen Anlasserstart deutlich reduzierte Eingriffszeit positiv auf den Verschleiß auswirkt.

Ein Verschleiß des ISG während der Lebensdauer des Fahrzeugs ist nicht zu erwarten. Die Alterung der HV-Batterie hingegen ist Gegenstand vieler Forschungsarbeiten und wird durch ein komplexes Zell- und Energiemanagement überwacht und zu verhindern versucht. Gegenwärtig muss davon ausgegangen werden, dass eine gewisse Alterung über die Jahre stattfindet, die Leistungsfähigkeit der Batterie also abnimmt. Darauf muss vom Energiemanagement geachtet werden und die notwendigen Maßnahmen von der Betriebsstrategie vorgenommen werden. Diese könnten z.B. umfassen, dass die Lade- und Entladegrenzen dem Alterungszustand der Batterie angepasst werden, um eine Startfähigkeit des Systems stets zu gewährleisten.

Die Alterung der LV-Batterie ist mit der Entwicklung von zyklensfesten Blei-Säure-Batterien mit Absorbent Glas Matt (AGM) Technologie kaum noch ein Thema und sollte den ASS-Betrieb auch nach Jahren nicht einschränken.

### Systemverfügbarkeit

Unter Verfügbarkeit des Stopp-/Startsystems wird verstanden, wie oft keine Stoppverhinderer vorliegen bzw. kein Wiederstart vom System erzwungen wird. Mit anderen Worten, wie oft der Motor für den Fahrer nachvollziehbar abgeschaltet und nur durch seinen Fahrtwunsch wieder angeschaltet wird. Damit gelten die Ausführungen zum vorhersehbaren Verhalten auch für die Systemverfügbarkeit mit dem Unterschied, dass in der Kategorie Robustheit der Prozentsatz der Verfügbarkeit bewertet wird und nicht die Nachvollziehbarkeit.

Die Systemverfügbarkeit kann gesteigert werden, in dem z.B. Diagnoseroutinen durch einen Motorstopp unterbrochen werden dürfen oder die Kühlleistung des elektrischen Kältemittelverdichters während des Stopps etwas zurückgenommen wird. Grundsätzlich gelten diese Maßnahmen aber für alle Startarten, so dass sich keine Unterschiede in der Bewertung ergeben.

### Startabsicherung

Die Startabsicherung ist ein Thema des Überwachungskonzepts. Es muss hundertprozentig sichergestellt werden, dass ein Wiederstart aus dem automatischen Stopp zu jeder Zeit möglich ist. Dazu kann es notwendig sein, bereits den Stopp zu verbieten (kritischer Ladezustand schon bei Stoppanforderung), oder einen Systemstart ohne Fahrerwunsch zu erzwingen. Das Vertrauen vom Fahrer in das ASS-System wird nachhaltig erschüttert, falls die Startabsicherung einmal fehlschlägt.

Diese sehr wichtige Funktion gilt unabhängig vom Startsystem, muss aber auf dessen Anforderungen angepasst werden. Bei einem QS ist hauptsächlich der Status der LV-Batterie durch ein Bordnetzmanagement zu überwachen, welches ein Einbrechen des 12V-Netzes beim Start unterhalb der Versorgungsspannung verhindert (Kapitel 5.7). Das kann für reine ASS-Fahrzeuge bedeuten, dass Bordnetzverbraucher während des Starts abgeschaltet werden müssen oder eine Stützbatterie verwendet werden muss. Für einen P2-Hybrid mit SM muss dafür gesorgt werden, dass das Bordnetz über den DC/DC-Wandler stets ausreichend durch das HV-Netz gestützt werden kann. Für den HS gilt es lediglich in Abhängigkeit des Ladezustands der HV-Batterie einen Stopp zu verhindern oder einen Start anzufordern – eine Beeinflussung des 12V-Bordnetzes gibt es nicht.

### Reproduzierbarkeit

Ähnlich wie das Kriterium "vorhersehbares Verhalten" wird mit der Reproduzierbarkeit die Notwendigkeit des immergleichen Ablaufs bewertet. An dieser Stelle wird allerdings nicht der Komfort beurteilt, sondern wie robust der Startvorgang selbst gleichbleibend abläuft.

Das Thema Geräusch aber auch Vibrationen zeigt deutlich, wie sehr sich ein SQS und ein FQS subjektiv unterscheiden. Deshalb verbietet die Tatsache, dass es keine Abstufungen zwischen SQS und FQS gibt, eine zufällige Anwendung beider QS in einer Betriebsstrategie. Es ist im konkreten Fall im Fahrzeug zu untersuchen und abzuwägen, ob die schlechteren Vibrationen auf der einen Seite oder die geringeren Geräusche und der etwas schnelleren Start auf der anderen Seite den Ausschlag zur Anwendung eines SQS oder eines FQS geben. Für sich genommen, weisen aber beide QS ein reproduzierbares Verhalten auf.

Anders stellt sich diese Entscheidung bei der Wahl zwischen TR HS und ISR HS dar. Diese sind als Extremfälle zu sehen, wobei aber alle Zwischenstufen zugelassen werden sollten, so dass sich der Start dem Fahrerwunsch direkt anpasst. Denkbar ist z.B. abhängig von der Fahrpedalstellung früher oder später

in den drehmomentgeführten Modus umzuschalten; das komfortorientierte Ausregeln der Drehzahlschwankungen im ISR Modus also je nach Höhe der Drehmomentanforderung schon früher auszublenden und die Einspritzung schon vor Erreichen der Leerlaufdrehzahl freizugeben. Mit einer solchen Betriebsstrategie wird das Startverhalten kontrolliert auf die Startsituation angepasst, die vom Fahrer direkt beeinflusst wird.

## 7.5 Aufwand

Bewertungskriterium	SQS	FQS	ISR HS	TR HS
Zusatzkosten	+(+)	+(+)	---	---
Entwicklungszeit	+(+)	(+)	--	--
Zusatzgewicht	++	++	-	-
Bauraumbedarf	++	++	---	---
Primärenergiebedarf [kJ]	5,6	6,0	5,1	4,3
Amortisationszeit für Stopp [s]	0,98	1,05	0,89	0,75

Tabelle 7-10: Teilbewertungsmatrix Aufwand

### Zusatzkosten

Für den QS entstehen grundsätzlich nur sehr geringe Zusatzkosten. Der für den Stopp-/Startbetrieb optimierte Starter kostet nur geringfügig mehr als das bislang millionenfach hergestellte Modell. Außerdem ist ein geringfügig teurerer Kurbelwellensensor mit Drehrichtungserkennung zu verwenden, damit bei einem Wiederstart nicht zunächst die Kurbelwellenposition mit dem Motorsteuergerät synchronisiert werden muss (Kapitel 2.1.3). Gegebenenfalls muss zusätzlich der Anlasserzahnkranz auf die Verwendung dieses Sensors angepasst werden und der Motorleitungssatz abgeändert werden.

Eine zusätzliche EM der Leistungsklasse eines ISG in das Fahrzeug einzubauen um einen HS zu ermöglichen, ist mit erheblichen Kosten verbunden, die auch eine zweite Leistungselektronik umfassen. Nach internen Angaben ist eine solche Konfiguration etwa um den Faktor 24 teurer als der Einbau eines optimierten SM und der Nutzung der QS-Technik.

Sollte sich herausstellen, dass entweder der SM die geforderte Lebensdauer nicht erfüllen kann und die Komponente deshalb deutlich verändert werden muss oder aus Startzeit- und Komfortgründen auf eine veränderte Startertechnologie (Kapitel 5.6) umgestiegen wird, dann sind auch die Kosten für einen QS höher als hier veranschlagt anzunehmen.

### Entwicklungszeit

Bezüglich der Entwicklungszeit des QS ist ausschlaggebend, ob der verfügbare SM die Anforderungen erfüllt. Falls ja, dann ist der Entwicklungsaufwand im Wesentlichen auf die Motorapplikation und die Festlegung einer Stopp-/Start-Betriebsstrategie beschränkt. Da die Gemischaufbereitung aber gerade beim Start (Kapitel 2.3) sehr komplex ist, darf der Aufwand an Verbrennungssimulation, Motorprüfstandszeit und Versuchsfahrten unter allen klimatischen und geographischen Gegebenheiten nicht unterschätzt werden. Für den FQS ist zusätzlich sehr genau zu untersuchen, in welchem Maße sich die Kurbelwinkelgrenzen für diesen Start unter veränderten Bedingungen verschieben, damit ein Starterfolg immer sichergestellt wird. Falls größere Änderungen am SM unvermeidbar (Lebensdauer) oder erwünscht (Komfort) sind, muss dessen Entwicklungs- und Erprobungszeit natürlich berücksichtigt werden und hat damit das Potenzial geplante ASS Einführungsszenarien deutlich zu verschieben.

Die Entwicklung eines kurbelwellenintegrierten SG und seiner Integration in den Antriebsstrang ist sehr aufwendig und damit zeitintensiv. Mittlerweile kann bei vielen Zulieferern aber auf Vorentwicklungen zurückgegriffen werden, was die Projektzeit deutlich zu verkürzen hilft. Trotzdem ist davon auszugehen, dass im Rohbau des Fahrzeugs Änderungen erforderlich sind und spezielle Konstruktionen zur Anbindung des ISG an die Kurbelwelle erforderlich sind. Die Ansteuerung des ISG über eine zweite LE wird ähnlich zu der eines P1-Mild-Hybrid sein, das Energiemanagement hingegen muss völlig neu überdacht werden. Damit ist sowohl die Komponenten- als auch die Softwareentwicklung mit vergleichsweise großem Zeitbedarf zu kalkulieren, der von entsprechend hohem Erprobungs- und Absicherungsaufwand begleitet wird.

### Zusatzgewicht

Unter der Berücksichtigung, dass ein SM etwa um den Faktor 7 [Quelle: intern] leichter ist als ein ISG samt LE, spricht in der Kategorie Zusatzgewicht alles für den QS. Absolut gesehen ist der SM bereits gewichtsoptimiert und der aktuelle Entwicklungsstand der nächsten SM-Generation zeigt, dass zur Gewährung der geforderten Lebensdauer das Gewicht etwas steigen wird.

Der Leistungselektronik zur Umrichtung des Gleichstroms der Batterie zum Dreiphasenwechselstrom der E-Maschine und zur Ansteuerung des ISG wird noch relativ viel Potenzial für eine Gewichtsreduktion zugesprochen [AuE09]. Es gilt dabei z.B. die internen Wärmeverluste zu reduzieren um von einer Niedertemperaturwasserkühlung auf eine einfache Luftkühlung umzusteigen. Die EM-Entwicklung hat den Fokus weniger auf die Gewichtsoptimierung als viel-

mehr auf die Baugröße und die Kosten gelegt. Es ist aber davon auszugehen, dass sich Fortschritte in diesen Bereichen auch positiv auf das Gewicht auswirken.

#### Bauraumbedarf

Der Bauraum für einen SM ist bei allen aktuell entwickelten VM vorgesehen und ist relativ gering. Der Anlasserzahnkranz besteht aus einer 3 cm dicken Scheibe, für die zwischen Motor und Getriebe seit vielen Jahren Platz vorgesehen ist. Genau dieser axiale Raum wird im P2 mit HS vom ISG genutzt, misst in der Dicke aber insgesamt etwa das Dreifache. Dieser zusätzliche axiale Bauraumbedarf lässt sich in einem P1-Mild-Hybrid durch relativ geringe Rohbauänderungen schaffen; in einem P2-Hybrid, bei dem bereits eine EM-Maschine (inklusive Anfahrlement) zwischen Motor und Getriebe Platz finden muss, ist dies aber in besonderem Maße kritisch und kann einen solchen P2-ISG bereits in der Konzeptphase verhindern.

#### Primärenergiebedarf bzw. Stoppamortisationszeit

Die Berechnungen für den Gesamtprimärenergiebedarf zum Wiederstarten des Motors (Kapitel 7.1) können in ihrer Aussage mit den daraus errechneten Stoppamortisationszeiten (Kapitel 7.1.1) gleichgesetzt werden. Das Ergebnis für alle Startarten ist, dass sich Motorstillstandszeiten bereits ab einer Sekunde energetisch rechnen. Es ist bemerkenswert, dass diese Zeiten für den QS und den HS im P2-Hybrid so dicht beieinander liegen. Dieser Sachverhalt lässt sich aber trotz des schlechten SM-Wirkungsgrads durch den deutlich geringeren elektrischen Energiebedarf im Vergleich mit dem ISG erklären.

## 7.6 Emissionen

Bewertungskriterium	SQS	FQS	ISR HS	TR HS
Kohlenstoffdioxid [g]	0,43	0,46	0,39	0,32
CO <sub>2</sub> -Reduktion im NEFZ [g/km]	8,39	8,36	8,43	8,49
Schadstoffe (CO, HC, NO <sub>x</sub> )	+	+	(+++)	++

Tabelle 7-11: Teilbewertungsmatrix Emissionen

#### Kohlenstoffdioxid

Das Einsparungspotenzial bezüglich Kraftstoffverbrauchs bzw. die Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen ist direkt antiproportional zum Primärenergiebedarf für den Wiederstart. Relativ lässt sich deshalb schon aus den Angaben zum Primärenergiebedarf folgern, dass ein FQS (SQS) im P2 30% (20%) mehr CO<sub>2</sub> als ein durchschnittlicher HS ausstößt.

Zur Berechnung des absoluten CO<sub>2</sub> Ausstoßes pro Startvorgang wird zunächst nach der Beziehung

$$m_{Br,äq} = \frac{E_{Start}}{H_u} \quad (7-7)$$

auf die äquivalente benötigte Kraftstoffmasse pro Startvorgang  $m_{Br,äq}$  umgerechnet. Daraus lassen sich mit der Dichte von Superbenzin (750 kg/m<sup>3</sup>) und der Tatsache, dass ein Liter Benzin zu 2,33 kg CO<sub>2</sub> verbrennt, die Emissionen in Masse Kohlenstoffdioxid pro Startvorgang berechnen. Die Ergebnisse für die untersuchten Startvorgänge sind in Tabelle 7-11 aufgeführt. Selbst im Vergleich mit der in Deutschland ab 2012 für Automobilhersteller geltenden Grenze für die CO<sub>2</sub>-Emissionen von 130g/km ist die Aussagekraft dieser Zahlen zunächst gering. Um das CO<sub>2</sub>-Einsparpotenzial beziffern zu können wird deshalb zum einen der genormte NEFZ [Eur93] zu Grunde gelegt und zum anderen auf interne Statistiken zum Stopp-/Startverhalten in der Stadt zurückgegriffen.

Für den NEFZ, der mit einem Motorkaltstart beginnt, wird angenommen, dass die Kühlwassertemperatur ab der dritten Stillstandsphase den Grenzwert für die ASS-Freigabe überschritten hat. Dann ergeben sich rechnerisch 1,0 Stopps pro Kilometer mit einer durchschnittlichen Dauer von 20,3 s. Daraus lässt sich über die Angaben zum Leerlaufverbrauch die Einsparung an CO<sub>2</sub> für die betrachteten Startarten berechnen (Tabelle 7-11). Werden diese mit etwa 8,4 g/km vereinheitlicht, ergibt sich eine durchschnittliche Reduktion auf die Steuerbefreiungsgrenze von 6,5%. Die im realen Stadtverkehr auftretenden Stillstandsphasen unterscheiden sich in ihrer Varianz deutlich von den genormten Zeiten von mindestens 10 s und maximal 25 s. Real auftretende Stoppzeiten dauern von unter einer Sekunde bis länger als zwei Minuten, die über eine große Anzahl an Stadtvergleichsfahrten eine mittlere Stoppdauer von 23 s bei 1,3 Stopps pro Kilometer ergeben. Für die reale Stadtfahrt lassen sich die CO<sub>2</sub>-Emissionen mit einem P2-Hybrid demnach um durchschnittlich 12,5 g pro Kilometer reduzieren.

Die Konzentrationen der unverbrannten Kohlenwasserstoffe (HC), der Kohlenmonoxide (CO) aus unvollständiger Oxidation und der erzeugten Stickoxide (NO<sub>x</sub>) bei der Verbrennung wurden in dieser Studie nicht gemessen. Theoretische Überlegungen zur generellen Entstehung der Schadstoffe lassen aber dennoch eine qualitative Abschätzung der zu erwartenden sonstigen Emissionen zu. In der Bewertungsmatrix (Tabelle 7-11) wird aber wegen dieser Einschränkung nur eine gemeinsame Wertung für alle Schadstoffe gegeben. Die



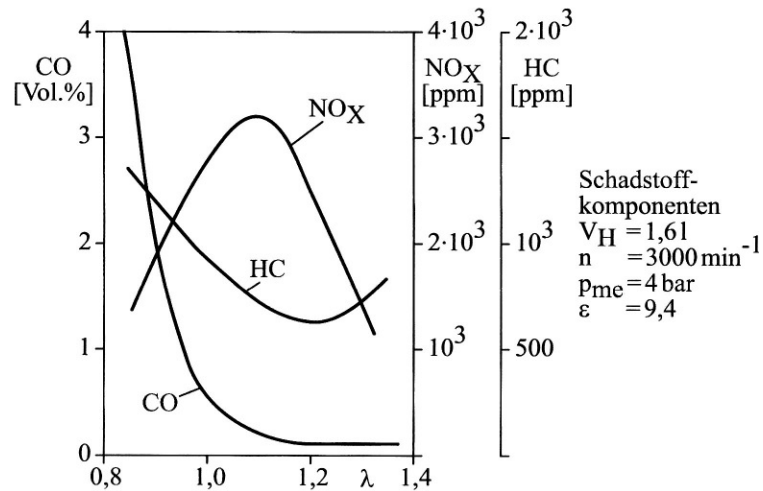


Abbildung 7-4: Schadstoffabhängigkeit vom Luftverhältnis [Mer06]

Einschätzung für den ISR HS stehen in Klammern, weil natürlich keine Emissionen während des Hochlaufs auftreten, das Einsetzen der Verbrennung mit magerem Luftverhältnis und späten Zündzeitpunkten bzgl. der Schadstoffbildung aber zu beachten ist (s.u.).

Die Bildung der genannten Schadstoffe (CO, HC, NO<sub>x</sub>) ist in erster Linie vom Luftverhältnis  $\lambda$  und der damit gekoppelten Verbrennungstemperatur abhängig. In Abbildung 7-4 ist dieser Zusammenhang dargestellt.

#### Kohlenmonoxid (CO):

CO entsteht hauptsächlich als Produkt unvollständiger Oxidation bei (lokalem) Luftmangel ( $\lambda < 1$ , Abbildung 7-4). Nur ein Teil des bei der Verbrennung entstehenden CO wird dann bei der Expansion unter Reduktion von Wasserdampf zu CO<sub>2</sub> oxidiert:



Durch die Abgrenzung der QS und HS vom Kaltstart kann aber die Startanreicherung deutlich zurückgenommen werden, weshalb auch geringere CO-Emissionen zu erwarten sind.

In der Nähe von  $\lambda = 1$  und bei Luftüberschuss läuft während der Expansion verstärkt die Oxidationsreaktion



ab, deren Ablauf mit fallender Temperatur zunehmend langsamer verläuft.

Wird eine Abmagerung des Gemisches der 2. oder 3. Verbrennung in Erwägung gezogen, um z.B. beim SQS den Drehzahlüberschwinger zu verringern, dann können aus den oben genannten Gründen die CO-Emissionen ansteigen. Gleiches gilt für die sehr mageren ersten Verbrennungen auf Leerlaufdrehzahlniveau beim ISR HS.

#### Kohlenwasserstoffe (HC):

Kohlenwasserstoffe entstehen in Zonen, die nicht oder nicht vollständig von der Verbrennung erfasst werden. Solche Zonen entstehen bei starkem Luftüberschuss, starkem Luftmangel (Abbildung 7-4) oder schlechter Durchmischung. Damit bewirkt z.B. eine schlechte Gemischbildung aufgrund geringer Ladungsbewegung beim Start ein Ansteigen der HC-Emissionen. Diese Problematik verstärkt sich insbesondere beim FQS, da in eine nur komprimierende nicht aber durch den Einsaugvorgang zusätzlich verwirbelte Luftsäule eingespritzt wird.

Sehr späte Zündzeitpunkte, wie sie zur Verringerung des Drehzahlüberschwingers beim QS oder ISR HS eingesetzt werden können, haben zunehmend zur Folge, dass die Zylinderfüllung beim Öffnen des Auslassventils noch nicht durchgebrannt ist und so unverbrannte Bestandteile ins Abgassystem strömen.

#### Stickoxide (NO<sub>x</sub>):

Die Stickoxidbildung wird in erster Linie von hohen Verbrennungstemperaturen gefördert, aber auch eine genügend hohe Sauerstoffkonzentration im Verbrannten ist erforderlich. Deshalb liegt das Maximum der NO<sub>x</sub>-Konzentration im leicht mageren Bereich (Abbildung 7-4). Da die Reaktionen zur Bildung der Stickoxide relativ langsam ablaufen, spielt neben der Gleichgewichtsbetrachtung der Bildungsmechanismen auch die Reaktionskinetik eine wichtige Rolle.

Da der QS trotz Reduktion der Startanreicherung dennoch leicht fett gefahren wird, ist mit keiner hohen NO<sub>x</sub>-Bildung zu rechnen. Für die sehr langsame erste Verbrennung des FQS ist zusätzlich wegen der verringerten Zylinderfüllung und der schlechten Umsatzrate mit keinen zur NO<sub>x</sub>-Bildung kritischen Temperaturen zu rechnen.

Auch beim TR HS ist nicht von erhöhten NO<sub>x</sub>-Werten im Vergleich mit einem konventionellen Start auszugehen, da die zusätzliche Beschleunigung des Motors die Zeit für den Reaktionsablauf verkürzt. Ein geringer NO<sub>x</sub>-Ausstoß ist auch beim ISR HS zu erwarten, bei dem die Verbrennungsspitzentemperaturen durch das Einsetzen der Verbrennung mit späten Zündzeitpunkten deutlich geringer ausfallen als bei wirkungsgradoptimalem Zündwinkel.

## Kapitel 8

### Zusammenfassung und Empfehlung

Im Zuge der Bestrebungen den Kraftstoffverbrauch und damit die CO<sub>2</sub>-Emissionen zu reduzieren, liegt ein Fokus auf der Elektrifizierung des Antriebsstrangs. Dazu gehört die Entwicklung von Hybrid-Fahrzeugen in ihren verschiedenen Ausprägungen als Mikro-, Mild- und Voll-Hybride.

Für ein spezielles Voll-Hybrid-Layout, den sogenannten P2-Hybrid, wird in dieser Arbeit der Wahl der Starteinrichtung für den Verbrennungsmotor nachgegangen. Der P2-Hybrid zeichnet sich dadurch aus, dass für Motor und Getriebe Serienkomponenten verwendet werden können. Zwischen diesen beiden Aggregaten ist eine E-Maschine konzentrisch zur Kurbelwelle installiert, die über eine Trennkupplung vom Motor abgekoppelt werden kann.

Zunächst werden dazu die alternativen Möglichkeiten für den Wiederstart des Verbrennungsmotors vorgestellt und gegenübergestellt. Auch werden die damit einhergehenden unterschiedlichen Startarten erklärt und erörtert.

Aus diesen Überlegungen wird als Umfang und Ziel der Projektbeauftragung durch die Daimler AG die Analyse und der Vergleich von dem Quick Start genannten anlassergestützten Direktstart und den als Hybrid Start definierten Start mittels eines integrierten Starter-Generators festgelegt. Die vorliegende Arbeit umfasst dabei alle Untersuchungen zum Quick Start und den Vergleich und die Bewertung von Quick und Hybrid Start. In der Dissertation von Dipl.-Ing. Sören Müller sind die komplementären Untersuchungen zum Hybrid Start zu finden und eine startartenübergreifende Analyse zur Entstehung und Vermeidung sowie zur Wahrnehmung der Stopp- und Startvibrationen.

Alle Messungen bzgl. beider Startvorgänge sind dabei an einem Vollmotoren-Prüfstand am Institut Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität Darmstadt durchgeführt worden, der zu diesem Zweck sowohl mit einem Ritzel-Starter als auch mit einem Kurbelwellen-Starter-Generator ausgerüstet

wurde. Als Versuchsmotor ist ein Vierzylinder-Reihenmotor mit Benzin-Direkt-einspritzung von der Daimler AG zur Verfügung gestellt worden.

Unterstützt werden die Untersuchungen zum Quick Start durch ein Simulationsmodell, um die verschiedenen Einflussparameter selektiv analysieren zu können. Das Modell berücksichtigt neben den mechanischen und thermodynamischen Zusammenhängen auch den zeitlichen Ablauf der Verbrennung, die Brennraumleckage und den Wandwärmeübergang während der Verbrennung. Implementiert sind überdies die spezifische Kalorik des Arbeitsgases und seine Zusammensetzung unter Beachtung des Restgaseinflusses. Die geometrischen Daten und Steuerzeiten entsprechen dabei den Angaben aus den Konstruktionszeichnungen und der Funktionsbeschreibung des Motorsteuergeräts, die jeweils vollständig vorlagen. Außerdem berücksichtigt das Modell das charakteristische Anlasserverhalten mit seiner drehzahlabhängigen Drehmomentabgabe samt Freilauffunktion und basiert auf einer Motorreibkennlinie, die aufgrund des speziellen Prüfstandaufbaus bis zum Stillstand auf Messwerten beruht.

Die Analyse des Quick Starts beginnt mit der Definition des Fast und Slow Quick Starts. Beim FQS wird bereits der erste Arbeitstakt befeuert und der Anlasser unterstützt den Motor nur während der ersten Kompression und wird danach automatisch ausgespurt. Im Unterschied dazu wird beim SQS erst der zweite Arbeitstakt befeuert, weshalb der Anlasser den Motor während der ersten zwei Verdichtungen antreibt.

Die Startwinkelbereiche, aus denen die verschiedenen Quick Starts erfolgen können, werden berechnet und die Eigenschaften in einer ausführlichen Gegenüberstellung bewertet. Aus dem Ergebnis, dass der FQS dem SQS in vielen Kriterien überlegen ist, wird eine Motorauslaufsteuerung gefordert, die den Motor sicher in dem für den FQS möglichen Winkelbereich zum Stoppen bringt. Dazu wird eine Drosselklappenstrategie entwickelt, die eben diese Forderung bei geringen Einbußen im Auslaufkomfort erfüllt.

Die vorgestellten Ergebnisse zum Quick Start und die genannten Ergebnisse zum Hybrid Start werden schließlich in einem umfassenden Vergleich der Startarten zusammengeführt und anhand verschiedener Kriterien bewertet. Die ausgefüllte Gesamtbewertungsmatrix auf Seite 133 (Tabelle 8-1) liefert damit die Grundlage für die Wahl einer Starteinrichtung für einen P2-Hybrid.

	SQS	FQS	ISR HS	TR HS
<b>Fahrtwunscherfüllung</b>				
Drehmomentverfügbarkeit	0	+	x	++
Zugkraftgleichförmigkeit	++	++	+	+
Change-of-Mind	-	0	+++	+++
<b>Komfort</b>				
Startdauer [ms]	447	387	550	174
Startgeräusch	-	+	+++	+++
Startvibrationen und Anstellruck	0	-	+++	++
Drehzahlüberschwinger	0	0	++	x
Vorhersehbares Verhalten	0	0	0	0
Stoppvibrationen und Motorruckeln	+	-	+++	+++
<b>Robustheit</b>				
Starterfolg beim 1. Versuch	✓	(✓)	✓	✓
Verschleiß und Alterung	--	-	+	+
Systemverfügbarkeit	0	0	0	0
Startabsicherung	0	0	+	+
Reproduzierbarkeit	+	+	+++	+++
<b>Aufwand</b>				
Zusatzkosten	+(+)	+(+)	---	---
Entwicklungszeit	+(+)	(+)	--	--
Zusatzgewicht	++	++	-	-
Bauraumbedarf	++	++	---	---
Primärenergiebedarf [kJ]	5,6	6,0	5,1	4,3
ASS-Amortisationszeit [s]	0,98	1,05	0,89	0,75
<b>Emissionen</b>				
Kohlenstoffdioxid [g]	0,43	0,46	0,39	0,32
CO <sub>2</sub> -Reduktion im NEFZ [g/km]	8,39	8,36	8,43	8,49
Schadstoffe (CO, HC, NO <sub>x</sub> )	+	+	(+++)	++

Tabelle 8-1: Gesamtbewertungsmatrix der untersuchten Startarten

Diese Tabelle zeigt, dass der HS dem QS in seinen Eigenschaften teilweise weit überlegen ist. Der HS hat zudem den großen Vorteil, dass der ISG im Gegensatz zum SM während des gesamten Startvorgangs im Eingriff ist und bis zur Leerlaufdrehzahl und darüber hinaus ein hohes Drehmoment zur Verfügung stellen kann. Das ist der Grund, weshalb der Fahrtwunsch, ausgedrückt über die Fahrpedalstellung, direkt im Startverhalten berücksichtigt werden kann. Dabei sind alle Zwischenschritte von hochkomfortabel bei einer Fahrpedalstellung von 0% (ISR HS), die einem vom System angeforderten Wiederstart entspricht, bis maximal schnell bei einer Pedalstellung von 100% möglich. Diese Unterscheidung ist beim QS nur auf Kosten der Akzeptanz möglich, da der Unterschied zwischen dem etwas komfortableren SQS und dem etwas schnelleren FQS zu deutlich spürbar ist und somit die Anforderung der Reproduzierbarkeit nicht erfüllt ist.

Bemerkenswert ist das Ergebnis, wie kurz und nah beieinander die berechneten Amortisationszeiten für die betrachteten Startarten sind. Damit liefert die gesamtenergetische Betrachtung weniger einen Ausschlag für oder wider eine der Startarten als die reine Startdauer. In Zahlen ausgedrückt ist der TR HS zwar um 45% schneller als der FQS, aber nur um 28% energetisch günstiger.

Auch wenn die Bewertungskategorie Komfort, die der HS klar dominiert, für den Fahrer von sehr großer Wichtigkeit ist und damit letztendlich auch die Akzeptanz eines ASS-Systems bestimmt, fallen andere Kriterien bei der Realisierung stärker ins Gewicht und können den Einsatz grundsätzlich verhindern. Dazu gehören für den QS das Thema Lebensdauer des Starters, welche aus heutigem Entwicklungsstand nicht für den Betrieb in einem P2-Hybrid ausreicht, und für den HS der zusätzliche Bedarf an Bauraum zwischen Motor und Getriebe, der möglicherweise ohne größere Rohbauänderungen nicht vorhanden ist.

Ein weiterer Aspekt, der den Einsatz eines Systems grundsätzlich verhindern kann, sind die direkten und indirekten finanziellen Kosten. Dazu gehören in erster Linie die Preise für die zusätzlichen Komponenten und die benötigte Entwicklungszeit. Diese Kosten lassen sich nur zu einem bestimmten Maß an den Kunden über den Fahrzeugpreis weitergeben, solange für ihn das Verhältnis aus Zusatznutzen und höheren Kosten akzeptabel ist. Diese Entscheidung ist subjektiv und hängt sehr von den individuellen Vorlieben ab, lässt sich aber durch Marktforschungen verallgemeinern und bestimmt dadurch den Aufpreis, der für das System festgelegt wird. Selbst bei einer hohen Preispolitik wird ein

angemessener Aufpreis die Zusatzkosten für den HS nicht decken können. Deshalb ist der HS für den Hersteller ökonomisch gesehen nicht attraktiv.

Die Entscheidung für oder gegen einen der vorgestellten Startarten hängt also neben allen technischen Unterschieden, welche die Möglichkeiten und das Verhalten bestimmen, auch sehr stark von wirtschaftlichen Gesichtspunkten ab, die im vorliegenden Vergleich den HS sehr schlecht abschneiden lassen.

Eine Empfehlung abzugeben ist dementsprechend schwierig: Zum einen bleibt offen, ob der Starter überhaupt den Anforderungen an die Lebensdauer genügen wird und ob für den ISG genügend Bauraum zur Verfügung steht. Zum anderen lässt sich nicht abschließend beurteilen, ob der Zusatznutzen in den Kategorien Fahrtwunscherfüllung, Komfort und Robustheit den großen Aufwand für den HS rechtfertigt. Dabei ist sicherlich auch die Fahrzeugklasse zu berücksichtigen, wobei im höheren Segment der Komfort eine wichtigere Rolle spielt und im niedrigeren die Kosten höchste Priorität haben.

Vor dem Hintergrund eines Aufschubs der Entscheidung kann der folgende Ausblick die Wahl der Starteinrichtung allerdings erleichtern: Der vorgestellte Quick Start lässt sich in beiden Varianten, FQS und SQS, auch in Fahrzeugen mit konventionellem Antriebsstranglayout verwenden. Bezüglich des Primärenergiebedarfs und somit auch der Stoppamortisationszeit ergeben sich dann zwar schlechtere Werte als in einem P2-Hybrid, da die für das Starten benötigte elektrische Energie ausschließlich über die Lichtmaschine mit schlechtem Wirkungsgrad aus dem Kraftstoff gewonnen wird und nicht auch durch Rekuperation CO<sub>2</sub>-neutral erzeugt wird. Verglichen mit ASS-Systemen, die auf einem konventionellem Anlasserstart basieren, bringt ein QS aber dennoch Vorteile. Deshalb ist davon auszugehen, dass der QS seine Serienanwendung zunächst in reinen ASS-Fahrzeugen finden wird. Auf diese Weise kann über Testberichte und Kundenrückmeldungen die Akzeptanz dieser Startart in der Praxis beurteilt und der Verschleiß des Starters im QS-Betrieb beobachtet werden. Sollte sich daraus ergeben, dass die Resonanz überwiegend positiv ist und durch den QS der Starterverschleiß deutlich geringer ausfällt, als beim konventionellen Start, dann lässt sich eine Empfehlung zu Gunsten des QS auch im P2-Hybrid aussprechen. Im anderen Fall, dass also entweder die Lebensdauer des SM nicht ausreicht oder Beschwerden bezüglich des Komforts oder anderer Kriterien aufgetreten sind, sollte der Einsatz des HS befürwortet werden.





## Literaturverzeichnis

- [Alt05] Alt, M.:  
*Untersuchungen zum Direktstart eines Ottomotors*  
Beitrag zur 10. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2005.
- [Ass99] Assanis, D.; Delagrammatikas, G.; Fellini, R.; Filipi, Z.; Liedtke, J.; Michelena, N.; Papalambros, P.; Reyes, D.; Rosenbaum, D.; Sales, A.; Sasena, N.:  
*An Optimization Approach to Hybrid Electric Propulsion System Design*  
Automotive Research Center, College of Engineering, The University of Michigan, Michigan, 1999.
- [AuE08] Automotive Engineer:  
*Toyota joins stop-start club*  
In: Automotive Engineer, Volume 33, No11, November, 2008.
- [AuE09] Automotive Engineer:  
*Toyota Prius*  
In: Automotive Engineer, Volume 34, No6, July/August, 2008.
- [Bas02] Van Basshuysen, R.; Schäfer, F.:  
*Handbuch Verbrennungsmotor*  
2. Auflage, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2002.
- [Bas04] Bashir-Hashemi, A.; Chickos, J. S.; Hanshaw, W.; Zhao, H.; Farvar, B. S.; Liebman, J. F.:  
*The enthalpy of sublimation of cubane*  
Thermochimica Acta, Volume 424, Issues 1-2, 2004.
- [Bas06] Van Basshuysen, R.; Schäfer, F.:  
*Lexikon Motorentechnik*  
ATZ/MTZ-Fachbuch, 2. Auflage, Vieweg, Wiesbaden, 2006.

- [Bas07] Van Basshuysen, R.:  
*Ottomotor mit Direkteinspritzung – Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial*  
ATZ/MTZ-Fachbuch, 1. Auflage, Vieweg, Wiesbaden, 2007.
- [Bec90] Beck, J.:  
*Hybridfahrzeuge als Alternative*  
Bulletin des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins (und) des Verbandes Schweizerischer Elektrizitätswerke, Journal Volume: 81:18, Schweiz, 1990.
- [Böh06] Böhm, T.; Kube, R.; Hofmann, L.:  
*Energiemanagement für Hybridantriebsstränge*  
Beitrag der Volkswagen AG auf dem 3. Braunschweiger Symposium, Hybridfahrzeuge und Energiemanagement, Zentrum für Verkehr der Technischen Universität Braunschweig, 2006.
- [Bos02] Bosch, R. (Hrsg.):  
*Generatoren und Starter*  
1. Ausgabe, Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 2002.
- [Bro08] Brooke, L.:  
*High-value hybrids*  
*The drive to reduce hybrid vehicle cost while boosting efficiency has brought new attention to stop-start and mild-hybrid systems*  
In: Automotive Engineering International, ISSN 1543-849X, Volume 116, April 2008.
- [Buh04] Buhl, U.:  
*Reibleistungsuntersuchungen am Zylinderkopf-Schlepp-Prüfstand*  
Diplomarbeit, Hochschule für Technik, Ulm, 2004.
- [Bum87] Bumby, J. R.; Forster, I.:  
*Optimisation and control of a hybrid electric car*  
In: Control Theory and Applications, IEE Proceedings, Volume 134, Issue 6, University of Durham, Department of Engineering, Science Laboratories, Durham, 1987.
- [Cha02] Chan, C. C.:  
*The state of the art of electric and hybrid vehicles*  
Proceedings of the IEEE, 2002.

- [Cog04] Cogo, K.; Dubus, J.-M.; Plasse, C.:  
*The Valeo belt driven starter alternator reversible systems*  
In: Ingénieurs de l'automobile, Congrès alternatives énergétiques  
dans l'Automobile, no772, Poitiers, 2004.
- [Col04] Colvin, D.; Masterson, B.:  
*Challenges of engine starts and drivability in a parallel hybrid- electric system*  
SAE Paper der Ford Motor Company, SAE International (Hg.),  
2004-01-0063, 2004.
- [Cud97] Cuddy, M. R.; Wipke, K. B.:  
*Analysis of the Fuel Economy Benefit of Drivetrain Hybridization*  
SAE International Congress & Exposition, National Renewable  
Energy Laboratory, Colorado, 1997.
- [Dol06] Dolt, R.:  
*Indizierung in der Motorenentwicklung*  
Die Bibliothek der Technik, Band 287, Verlag Moderne Industrie,  
2006.
- [Dub07] Grote, K.-H.; Feldhusen, J.:  
*Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*  
22. neubearbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlag, Berlin  
Heidelberg, 2007.
- [Eur93] Europäische Union (Hrsg.)  
*Richtlinie zur Anpassung der Richtlinie 80/1268/EWG des Rates  
über den Kraftstoffverbrauch von Kraftfahrzeugen an den techni-  
schen Fortschritt (93/116/EG)*  
Brüssel, 1993.
- [Fes05] Fesefeldt, T.:  
*Analyse impedanzspektroskopischer Untersuchungen zur Model-  
lierung des elektrochemischen Verhaltens eines Blei-Säure Akku-  
mulators*  
Diplomarbeit, Daimler AG, Ulm, 2005.

- [Fis00] Fischer, G.:  
*Expertenmodell zur Berechnung der Reibungsverluste von Ottomotoren*  
Dissertation, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität Darmstadt, 2000.
- [Fis09] Fischer, R.:  
*Elektrische Maschinen*  
14. Auflage, Carl Hanser Verlag, München, 2009.
- [Gal01] Galdi, V.; Ippolito, L.; Piccolo, A.; Vaccaro, A.:  
*A genetic-based methodology for hybrid electric vehicles sizing*  
In: Soft Computing 6, Dipartimento di Ingegneria dell' Informazione ed Ingegneria Elettrica, Università di Salerno, Springer-Verlag, 2001.
- [Ger03] Gerhardt, J.; Kassner, U.; Kulzer, A.; Sieber, U.;  
*Der Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direktstart - Möglichkeiten und Grenzen*  
24. Wiener Motorensymposium, 2003.
- [Ger09] Gerhard, S. W.:  
*Start-Stopp Betrieb beim PKW Dieselmotor – Einfluss auf Komfort, Effizienz und Abgasnachbehandlung*  
Dissertation, TU Darmstadt, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, Darmstadt, 2009.
- [Gia81] Giardini, D.S.:  
*Startvorrichtung für eine mehrzylindrige Verbrennungskraftmaschine*  
Patentschriften (Ford):  
US 4,462,348; DE 32 29961 A; GB 2,104,969; JPN 58-070025  
31.08.1981.
- [Gri06] Grill, M.:  
*Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren*  
Dissertation, Universität Stuttgart, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, Stuttgart, 2006.

- [Haf08] Hafner, S.:  
*Hybridisierung und Startoptimierung eines direkteinspritzenden Ottomotors*  
Diplomarbeit, TU Darmstadt, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, Darmstadt, 2008.
- [Hey88] Heywood, J. B.:  
*Internal Combustion Engine Fundamentals*  
1st Edition, McGraw-Hill, 1988.
- [Hir06] Hirning, R.; Schmidt, K.; Hartmann, S.  
*Startvorrichtung für einen Verbrennungsmotor mit separatem Einrück- und Startvorgang*  
Patentschrift (Robert Bosch GmbH):  
DE102 005 004 326 A1  
23.02.2006.
- [Hof04] Hofman, T.; v. Druten, R. M.:  
*Energy Analysis of Hybrid Vehicle Powertrains*  
In: IEEE – VTS, Vehicle Power and Propulsion, Paris, 2004.
- [Hoh94] Hohenberg, G.:  
*Möglichkeiten der Indizierauswertung*  
In: 1. Darmstädter Indiziersymposium, Darmstadt, 1994.
- [Hoh06] Hohenberg, G.; Indra, F.:  
*Lexus RX 400h – Drivetrain Analysis and Test Results.*  
In Lenz, Hans Peter (Hg.), 27. Internationales Wiener Motorensymposium 2006, Reihe 12, Nr. 622, Düsseldorf, VDI Verlag GmbH (VDI-Fortschritt-Berichte, 1), 2006.
- [Hoh08] Hohenberg, G.:  
*Skriptum Verbrennungskraftmaschinen*  
Vorlesungsskript, TU Darmstadt, Darmstadt, 2008.
- [Hus01] Husted, H. L.; Rajashekara, K.; Walters, J.:  
*Comparative Study of Hybrid Powertrain Strategies*  
SAE Paper von Delphi, SAE International (Hg.), 2001-01-2501, 2001.

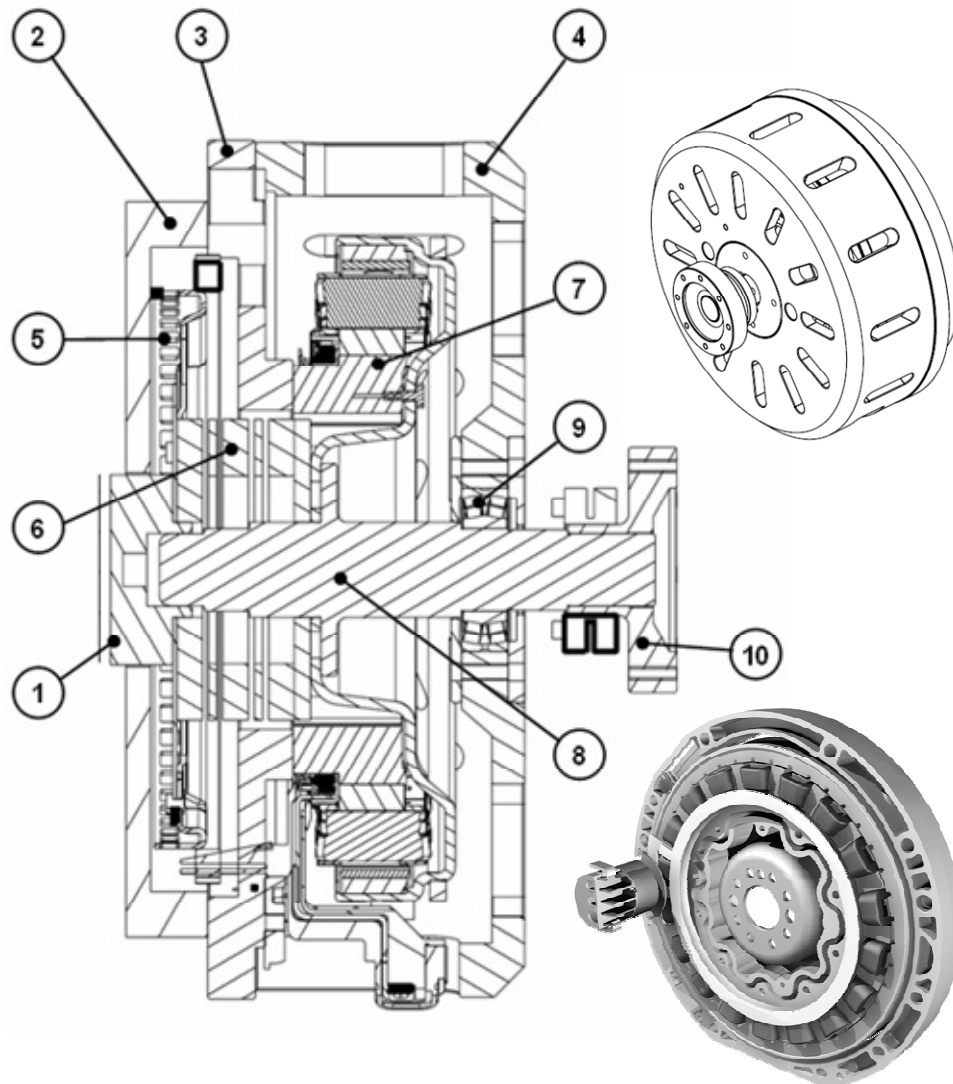
- [Joh09] Johnson Controls:  
*AGM-Technologien für Starterbatterien*  
[http://www.johnsoncontrols.com/publish/ch/de/products/.../power\\_solutions/Battery\\_Technology\\_Centers/AGM/.../Hybrid\\_Vehicles\\_and\\_the\\_Role\\_of\\_Batteries.html](http://www.johnsoncontrols.com/publish/ch/de/products/.../power_solutions/Battery_Technology_Centers/AGM/.../Hybrid_Vehicles_and_the_Role_of_Batteries.html)  
Homepage, Mai 2009.
- [Jon07] Jonckheere, L.; Sattler, M.:  
*Starting an Internal Combustion Engine in a Hybrid Powertrain with its Electric Traction Motor*  
Beitrag der ZF Sachs AG auf dem 4th Symposium Braunschweig, Gesamtzentrum für Verkehr Braunschweig e.V. (Hg.): Hybrid Vehicles and Energy Management, Bd. 1, 2007.
- [Jos06] Jossen, A.; Weydanz, W.:  
*Moderne Akkumulatoren richtig einsetzen*  
1. Auflage, Inge Reichardt Verlag, Untermeitingen, 2006.
- [Kie09] Kiesel, T.:  
*Experimentelle Erfassung und Simulation von Vibrationen und Geräusch einer hybridisierten Verbrennungskraftmaschine im Stopp-Start-Betrieb im Hinblick auf Komfortoptimierung*  
Diplomarbeit, TU Darmstadt, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, Darmstadt, 2009.
- [Kra05] Kramer, U.:  
*Potentialanalyse des Direktstarts für den Einsatz in einem Stopp-Start-System an einem Ottomotor mit strahlgeführter Benzin-Direkteinspritzung unter besonderer Berücksichtigung des Motorauslaufvorgangs*  
Dissertation, Universität Duisburg-Essen, Fakultät Ingenieurwesen Abteilung Maschinenwesen, Logos Verlag, Berlin, 2005.
- [Köh06] Köhler, E.; Flierl, R.:  
*Verbrennungsmotoren – Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors*  
4. Auflage, ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieweg-Verlag, 2006.
- [Kün95] Küntscher, V.:  
*Kraftfahrzeugmotoren – Auslegung und Konstruktion*  
3. stark bearbeitete Auflage, Verlag Technik GmbH, Berlin, 1995.

- [Kul04] Kulzer, A.:  
*BDE – Direktstart; Startoptimierung eines Ottomotors mit Direkt-einspritzung mittels eines thermodynamischen Motorsimulationsmodells.*  
Dissertation, Fakultät Maschinenbau, Universität Stuttgart, 2004.
- [Lau05] Laubender, J.; Kassner, U.; Hartmann, S.; Heyers, K.; Benninger, K.; Gerhardt, J.:  
*Vom Direktstart zum marktattraktiven Start-Stopp-System.*  
Robert Bosch GmbH, Beitrag zum 14. Aachener Kolloquium, Fahrzeug- und Motorentechnik, Band 1, Aachen, 2005.
- [Mer06] Merker, G.; Schwarz, C.; Stiesch, G.; Otto, F.:  
*Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*  
Vieweg/Teubner-Verlag, Wiesbaden, 2006.
- [Mue09] Müller, S.:  
*Der Startvorgang von hybridisierten Ottomotoren*  
Dissertation, TU Darmstadt, Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen, Darmstadt, 2009.
- [Pis02] Pischinger, R.:  
*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*  
2. Auflage, Springer Verlag, Wien, 2002.
- [Pop07] Popiolek, G.:  
*Sprühstrahl – Wand – Wechselwirkung bei der Benzindirekteinspritzung*  
Dissertation, Universität Magdeburg, 2007.
- [Sch06] Scholz, I.:  
*Einfluss des Zylinderdruckverlaufs auf den Reibmitteldruck eines Benzinmotors mit Direkteinspritzung*  
Dissertation, Fakultät Maschinenbau, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Magdeburg, 2006.

- [Sie04] Sieber, U.; Kulzer, A.:  
*Systematische Off-line Simulation zur Erweiterung des Direktstart-Arbeitsbereichs*  
In: Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren, VDE (Hg.), VDI-Berichte, Bd. 1828, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 2004.
- [Sie99] Sieber, U.:  
*Verfahren zum Starten einer Brennkraftmaschine insbesondere eines Kraftfahrzeugs*  
Patentschrift (Robert Bosch GmbH):  
DE 199 55 857 A1  
20.11.1999.
- [Sti03] Stiesch, G.:  
*Modeling Engine Spray and Combustions Processes*  
Springer, Berlin, 2003.
- [Str03] Stribeck, R.:  
*Die Wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*  
VDI-Forschungsheft Nr. 7, VDI-Verlag, Berlin, 1903.
- [Vib70] Vibe, I. I.:  
*Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren*  
VEB-Verlag Technik, Berlin, 1970.
- [Wer01] Wermuth, N.:  
*Thermodynamisch basiertes Ansteuermodell für den Kaltstart*  
Abschlussbericht, FVV Vorhaben Nr. 708, Heft 727, 2001.



## Anhang A Details zum Prüfstand



Nr.	Beschreibung	Nr.	Beschreibung
1	Kurbelwelle	6	Flexible Wellenkupplung
2	Kurbelgehäuse	7	Integrierter-Starter-Generator
3	Adapterscheibe	8	Welle (ballig geschliffen)
4	Glocke	9	Pendelrollenlager mit Lagerdeckel
5	Anlasserkranz	10	Flansch mit Ringspannelement

Abbildung A-1: Mechanische Anbindung des ISG [Mue09]

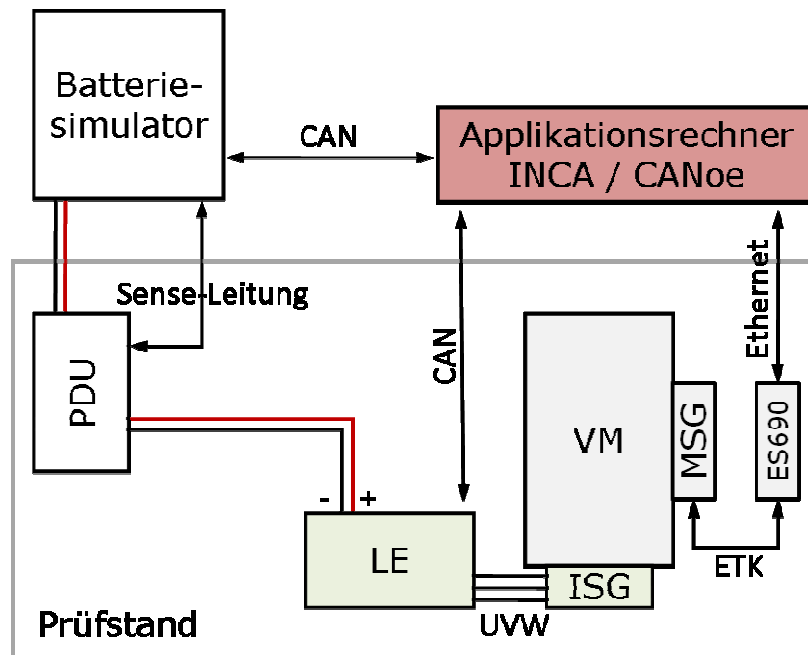


Abbildung A-2: Elektrische Einbindung des ISG [Mue09]

Name	Sensor-Typ	Beschreibung
T_1	PT100	Temperatur der Umgebungsluft
T_2	PT100	Temperatur nach Turbolader
T_2s	PT100	Temperatur nach Ladeluftkühler
T_31	TC Typ K	Temperatur im Krümmer nach Zylinder 1
T_32	TC Typ K	Temperatur im Krümmer nach Zylinder 2
T_33	TC Typ K	Temperatur im Krümmer nach Zylinder 3
T_34	TC Typ K	Temperatur im Krümmer nach Zylinder 4
T4	TC Typ K	Temperatur vor Katalysator
T5	TC Typ K	Temperatur nach Katalysator
T_KW_EIN	PT100	Temperatur des Kühlwassers nach Wärmetauscher
T_KW_AUS	PT100	Temperatur des Kühlwassers vor Wärmetauscher
T_OEL	Spannung	Temperatur des Motoröls
T_KS	PT100	Temperatur des Kraftstoffs
T_KW	PT100	Temperatur des Motorkühlmittels
T_LE	TC Typ K	Temperatur der Leistungselektronik

Tabelle A-1: Temperaturmessstellen am Versuchsmotor [Haf08]

Name	Sensor-Typ	Beschreibung
p_1	piezoresistiv	Druck der Umgebungsluft
p_2	piezoresistiv	Druck nach Turbolader
p_2s	piezoresistiv	Druck nach Ladeluftkühler
p_3	piezoresistiv	Druck im Abgaskrümmmer
p_4	piezoresistiv	Druck vor Katalysator
p_OEL	piezoresistiv	Druck in der Ölwanne
p_KS	piezoresistiv	Druck im Kraftstoffsystem
p_Zyl1	piezoelektrisch	Druck im Zylinder 1
p_Zyl2	piezoelektrisch	Druck im Zylinder 2
p_Zyl3	piezoelektrisch	Druck im Zylinder 3
p_Zyl4	piezoelektrisch	Druck im Zylinder 4

Tabelle A-2: Druckmessstellen am Versuchsmotor



## Anhang B Messungen

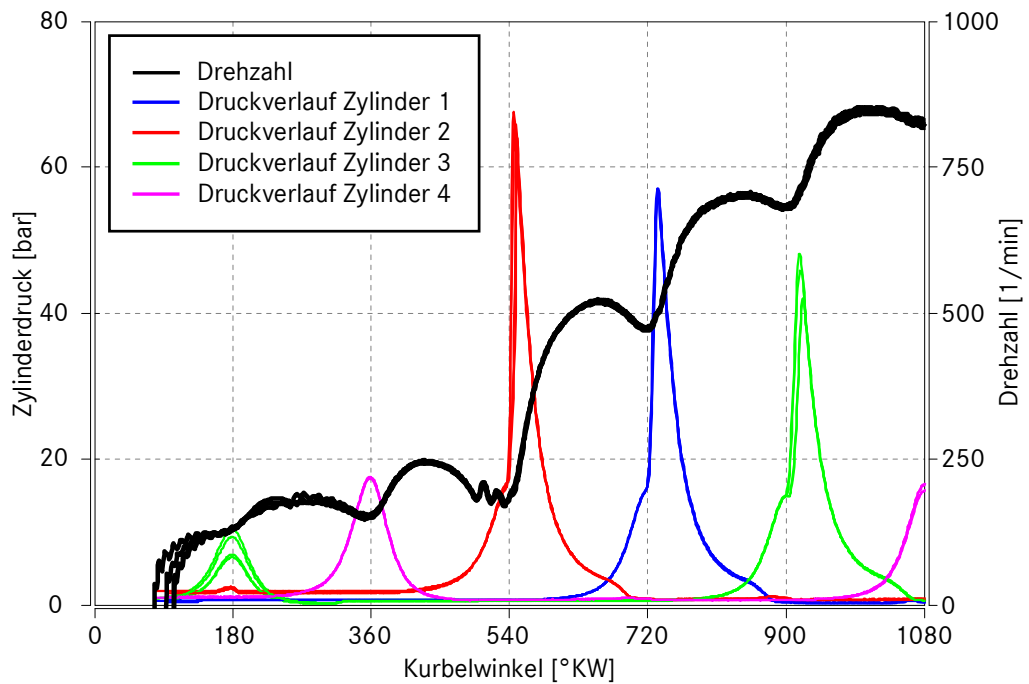


Abbildung B-1: Drehzahlen und Zylinderdrücke konv. Anlasserstarts

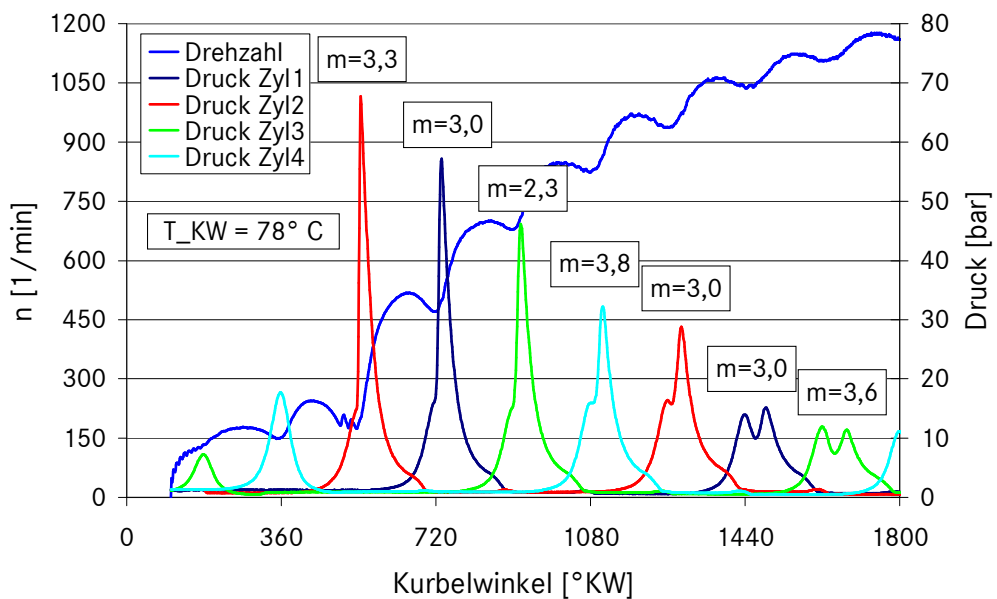


Abbildung B-2: Vibe-Formparameter  $m$  der ASP 1-7 eines KS



## Anhang C Wirkungsgrade und Energien

		ASS FQS ASS SQS	P2 FQS P2 SQS	TR HS	ISR HS
Gesamt- wirkungsgrad	$\eta_{ges}$	4%	11%	16%	16%
Elektrischer Energiebedarf	$E_{el}$	385 J 650 J	385 J 650 J	1028 J	1665 J
Effektiver Wirkungsgrad	$\eta_{eff}$	7%	19%	22%	22%
Rekuperations- Wirkungsgrad	$\eta_{rekup}$	0%	92%	92%	92%
Kraftstoffenergie- bedarf für $E_{el}$	$E_{Kr}$	5500 J 9286 J	162 J 274 J	374 J	605 J
Grüne Energie für Vortrieb	$E_{Vortrieb}$	0 J	1039 J 1754 J	2774 J	4493 J
Primär Energie Äquivalent	$E_{Primär}$	5500 J 9286 J	1201 J 2028 J	3148 J	5098 J
Verbrennungs- energie	$E_{Verb}$	4807 J 3578 J	4807 J 3578 J	1130 J	0 J
Gesamt Start- energiebedarf	$E_{Start}$	10307 J 12863 J	6008 J 5605 J	4277 J	5098 J
Stopp- Amortisationszeit	$t_{Amort}$	1,80 s 2,24 s	1,05 s 0,98 s	0,75 s	0,89 s

Tabelle C-1: Wirkungsgrade für den elektrischen Energiebedarf





# Wissenschaftlicher Werdegang

**Name:** Thomas Frank Fesefeldt

**Geburtsdatum:** 05. November 1979

**Geburtsort:** Wedel

## Schulbildung

---

1986 - 1990	Grundschule (Grund- und Hauptschule Appen)
1990 - 1999	Gymnasium (Theodor-Heuss-Schule Pinneberg) Abschluss: Abitur

## Studium

---

2000 - 2003	Studiengang Allgemeine Ingenieurwissenschaften an der Technischen Universität Hamburg-Harburg Vertiefungsrichtung: Energietechnik Abschluss: Bachelor of Science
2003 - 2005	Studiengang Maschinenbau an der Technischen Universität Hamburg-Harburg Vertiefungsrichtung: Energietechnik Abschluss: Diplom-Ingenieur

## Berufstätigkeit

---

2006 - 2009	Doktorand der Daimler AG, Sindelfingen Abteilung: Elektrische Antriebe für Hybrid
seit 2009	Entwicklungsingenieur der Daimler AG, Sindelfingen Abteilung: Betriebsstrategie Hybrid